

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

521.1
179

С. М. Л О С Е В

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ЭНЕРГИЯ»

621.1
179

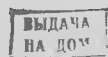
С. М. ЛОСЕВ

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

ИЗДАНИЕ ДЕСЯТОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

15907



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ЭНЕРГИЯ»

МОСКВА

1964

ЛЕНИНГРАД

ЭТ-3-3

УДК 621.165. 001.1+621.165.004.5

Л. 79

В книге рассмотрены теория, конструкции и эксплуатация паровых турбин, конденсаторов и вспомогательных механизмов паротурбинных установок электростанций.

Основное внимание уделено турбинам, построенным на советских заводах или имеющим значительное распространение на электростанциях СССР.

Книга предназначена служить учебником для подготовки и повышения квалификации персонала, обслуживающего паротурбинные установки, но может быть использована также в энергетических учебных заведениях в качестве описательного курса паровых турбин.

Автор *Сергей Михайлович Лосев*

Паровые турбины и конденсационные устройства,

М.—Л., издательство «Энергия»,

1964, 376 с. с черт.,

темплан 1964 г., № 12

Редактор *Мелсеев А. С.*

Техн. редактор *В. И. Сологубов*

Сдано в набор 16/II 1964 г.

Подписано к печати 6/V 1964 г.

Т-04309

Бумага 84×108¹/₁₆

38,54 п. л. + 9 вклеек

Уч.-изд. л. 49,2

Тираж 15 000 экз.

Цена 2 р. 71 к.

Зак. 1025

Московская типография № 10 Главолиграфпрома
Государственного комитета при Совете Министров СССР по печати Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ДЕСЯТОМУ ИЗДАНИЮ

Первое издание этой книги вышло в свет в 1930 г., после чего книга переиздавалась еще 8 раз. Таким образом, за истекшие годы девять изданий разошлись по электростанциям, учебным заведениям и библиотекам нашей Родины. Кроме того, книга была переведена на польский, румынский и китайский языки.

Каждое издание подверглось проверке в руках тысяч требовательных читателей. Автор получил сотни писем с советами, пожеланиями и указаниями на отдельные упущения. В каждое новое издание вносились изменения и улучшения, как основанные на этих пожеланиях, так и вызванные прогрессом науки и техники.

Готовя десятое, «юбилейное», издание, автор не считал правильным изменять построение книги и методику изложения материала, выдержавшие испытание временем.

Как и прежде, изложение построено так, чтобы читатель, не имеющий необходимой для усвоения всей книги подготовки по математике и физике, получил ясное представление о физической сущности рассматриваемых явлений. Материал изложен в порядке возрастающей трудности с тем, чтобы к изучению таких более сложных разделов, как рабочий процесс турбины при переменном режиме, исследование аварий и т. д., читатель приступил, уже будучи знакомым с основами теории и конструкциями турбин.

Турбины отечественного производства занимают на наших электростанциях ведущее место. Поэтому при подготовке настоящего издания книги основное внимание было уделено турбинам отечественных конструкций. Добавлено описание конструкций новейших турбин большой мощности и теплофикационных турбин, характеризующих тенденции развития паротурбинной техники за последние годы. Данные по турбинам зарубежных фирм несколько сокращены.

Внедрение передовой техники на наших электростанциях требует особого внимания к культуре эксплуатации, так как даже на очень хорошем оборудовании с высоким расчетным к. п. д. могут быть получены плохие результаты, если его обслуживают неумелые руки. Выпуская это издание, автор, как и прежде, хотел бы оказать посильную помощь в деле обучения эксплуатационных кадров.

Всех, писавших ему по поводу предыдущих изданий, автор просит принять его глубокую благодарность за полученные от них отзывы, а всех будущих читателей — сообщать свои пожелания и замечания по адресу: Москва, Шлюзовая набережная, д. 10, издатель во «Энергия».

В заключение автор выражает свою признательность Л. Д. Френкелю (ЛМЗ) и В. И. Кирюшину (КТЗ) за помощь материалами по новым конструкциям турбин.

Автор

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие к десятому изданию	3	Глава вторая. Принципы действия паровых турбин	35
Условные обозначения и сокращения, принятые в тексте	7	Превращение тепловой энергии в кинетическую энергию	35
Латинский алфавит	8	Критическое давление и критическая скорость	37
Греческий алфавит	8	Мощность и к. п. д. турбины	37
		Два принципа работы пара в турбине	39
		Активный принцип	39
		Рабочий процесс активной турбины	41
		Необходимая скорость на окружности турбинного диска	41
		Ступени давления	44
		Ступени скорости	46
		Реактивный принцип	48
		Степень реактивности	52
		Потери в паровой турбине	52
		Изображение теплового процесса на <i>is</i> -диаграмме	55
		Процесс в соплах	57
		Процесс на лопатках	60
		Классификация паровых турбин	65
		Предельная мощность турбин	68
		Контрольные вопросы и задачи	69
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ		Глава третья. Устройство паровой турбины	70
ТЕОРИЯ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА И КОНСТРУКЦИИ		Основные детали турбины	70
Глава первая. Общие сведения	9	Фундаментная плита	70
Основные законы физики	9	Корпус турбины	71
Закон инерции	9	Диафрагмы	76
Сила	9	Уплотнения	78
Давление. Разрежение	10	Подшипники	85
Механическая работа	11	Паро- и маслоотбойные колесы	94
Мощность	12	Ротор	94
Вращающий момент	12	Лопатки	101
Энергия	13	Соединительные муфты	105
Температура. Теплота	14	Валоповоротные приспособления	107
Закон сохранения энергии	14	Тепловая изоляция турбины	108
Тепловой и механический эквиваленты	15	Контрольные вопросы	110
Понятие о теплосиловой установке	16	Регулирование турбин	110
Типы теплосиловых установок	16	Центробежный регулятор	110
Рабочий процесс паротурбинной электростанции	16	Масляный сервомотор	112
Схемы теплосиловых установок	19		
Блочные электростанции	21		
Тепловой баланс паротурбинной электростанции	22		
Потери энергии	22		
Экономический к. п. д. установки	23		
Атомные электростанции (АЭС)	24		
Контрольные вопросы	25		
Водяной пар и его свойства	25		
Параметры пара	25		
Насыщенный пар	25		
Перегретый пар	28		
Изменение состояния водяного пара	31		
<i>is</i> -диаграмма и пользование ею	32		
Контрольные вопросы и задачи	35		

Способы регулирования и парораспределительные приспособления	114	Атмосферный клапан	212
Предохранительный выключатель	118	Конструкции поверхностных конденсаторов	213
Гидродинамическое регулирование		Насосы и эжекторы	217
Предохранительные (защитные) приспособления	122	Циркуляционные и конденсатные насосы	217
Контрольные вопросы	123	Воздушные насосы (эжекторы)	221
Устройство системы смазки	123	Регенеративная система	224
Смазка турбогенератора	123	Теплообменные аппараты	225
Масляный бак	125	Фундамент и расположение турбинной установки	231
Главный масляный насос	127	Контрольные вопросы и задачи	234
Вспомогательный (пусковой) масляный насос	129		
Масляный холодильник	129	Глава шестая. Теплофикационные турбины и турбины специального назначения	235
Паромасляное реле	131	Турбины с противодавлением	235
Контрольные вопросы	133	Условия применения турбин с противодавлением	235
Глава четвертая. Чисто конденсационные турбины	133	Устройство турбин с противодавлением	237
Турбостроение в СССР	133	Регулирование турбин с противодавлением	246
Турбины отечественного производства	134	Турбины с промежуточным отбором пара	250
Обозначения, мощность и параметры	134	Условия применения и типы турбин с отбором пара	250
Турбина АК-3,5	136	Устройство турбин с одним отбором пара	251
Турбина СН-26 (АК-4) НЗЛ	140	Регулирование турбин с отбором пара	265
Турбины АК-4 и АК-6НЗЛ	146	Турбины с промежуточным отбором пара и противодавлением	277
Турбина АК-24-1 (ТН-165) ЛМЗ	148	Турбины с двумя промежуточными отборами пара	279
Турбина АК-25-2 ЛМЗ	153	Турбины мягкого пара и турбины двух давлений	285
Турбина ВК-25-1 ЛМЗ	155	Условия применения турбин мягкого пара и турбин двух давлений	285
Турбина АК-50-1 (ТН-250) ЛМЗ	155	Турбины мягкого пара	286
Турбина АК-50-2 ЛМЗ	156	Турбины двух давлений	288
Турбина АК-50-1 ХТЗ	157	Регулирование турбин двух давлений	289
Турбина ВК-50-1 ЛМЗ	161		
Турбина АК-100-1 ЛМЗ	163	ЧАСТЬ ВТОРАЯ	
Турбина АК-100-1 ХТЗ	163	ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	
Турбина ВК-100-2 ЛМЗ	163	Глава седьмая. Обслуживание паротурбинной установки	291
Турбина ВК-100-6 ЛМЗ	164	Общие указания	291
Турбина СВК-150	164	Пуск турбины	292
Турбина ПВК-150 ХТЗ (К-150-130)	166	Общие правила пуска	292
Турбина ПВК-200 ЛМЗ (К-200-130)	167	Пуск холодной турбины	294
Турбина К-300-240 ЛМЗ	167	Пуск в ход после кратковременного останова	295
Турбина К-300-240 ХТЗ	168	Первый пуск новой или капитально отремонтированной турбины	297
Турбины иностранных фирм	169	Особенности пуска блоков котел—турбина с прямоточными котлами	298
Турбины Броун-Бовери (ВВС)	169	Особенности пуска теплофикационных турбин	299
Турбины АЭГ	178	Переход через критическое число оборотов	300
Турбины Сименс	183	Санхронизация и принятие нагрузки	300
Турбины Юнгстрем	187	Обслуживание турбины во время работы	305
Современные сверхмощные турбины зарубежных стран	196	Общие указания	305
Глава пятая. Конденсационные устройства		Паропроводы	305
Общие сведения	199	Качество пара	306
Конденсация водяного пара	199	Уплотнения	306
Назначение конденсационного устройства	200		
Типы конденсаторов	200		
Охлаждение циркуляционной воды	203		
Поверхностные конденсаторы	205		
Факторы, влияющие на работу конденсатора	205		
Соединение конденсатора с турбиной	209		
Детали поверхностного конденсатора	210		

Регулирующий механизм	307	Повреждения червячных и зубчатых передач	350
Масляная система	309	Болезни лопаточного аппарата	353
Контроль состояния турбины на ходу	315	Недостатки материала и изготовления	354
Остановка турбины	319	Дефекты конструкции лопаток	354
Общие правила остановки	319	Коррозия, отложение солей и эрозия	355
Выбег турбогенератора	320	Водяные удары и попадание посторонних твердых тел	362
Уход за остановленной турбиной	322	Задевание лопаток о неподвижные детали	364
Работа турбины при переменном режиме	322	Определение поврежденной лопаточного аппарата	364
Влияние изменения нагрузки на расход пара	323		
Влияние изменения параметров пара на экономичность работы турбины	324		
Перегрузка турбин сверх номинальной мощности	326		
Глава восьмая. Болезни паровой турбины и меры их предупреждения	328	Глава девятая. Неисправности конденсационной установки и способы их предупреждения	365
Аварии в турбинных установках	328	Причины ухудшения вакуума	365
Вибрации турбин и их причины	329	Неплотности конденсационного устройства	367
Общие сведения	329	Проверка воздушной плотности	367
Вибрации дисков	329	Определение водяной плотности конденсатора и величины присоса воды в паровое пространство	368
Вибрации лопаток и бандажей	332	Разъединение трубок конденсатора	370
Общие вибрации турбины	334	Трещины в трубках конденсатора	372
Определение причин вибрации	335	Вибрация трубок конденсатора	372
Водяные удары	338	Чистка конденсатора	372
Прогибы диафрагм	341	Определение периодичности чистки	372
Аварии и неполадки упорных и опорных подшипников	343	Методы чистки трубок конденсаторов	373
Искривления и поломки валов	347	Хлорирование охлаждающей воды	376

v — критическое отношение давлений пара

α — углы абсолютных скоростей

β — углы относительных скоростей

w_1 — относительная скорость входа пара на рабочие лопатки, *м/сек*

w_2 — относительная скорость выхода пара с рабочих лопаток, *м/сек*

u — окружная скорость, *м/сек*

f — площадь поперечного сечения

G — расход пара турбиной, *кг/сек*

$\equiv$ — знак соответствия (эквивалентности)

$\approx$ — знак приближенного равенства

$k. п. д.$ — коэффициент полезного действия

$в. д.$ — высокое давление

$н. д.$ — низкое давление

$с. д.$ — среднее давление

ЛМЗ — Ленинградский металлический завод имени XXII съезда КПСС

ХТЗ — Харьковский турбинный завод имени С. М. Кирова

НЗЛ — Невский завод имени Ленина

КТЗ — Калужский турбинный завод

ЛАТИНСКИЙ АЛФАВИТ

Обозначения букв	Названия букв	Обозначения букв	Названия букв
<i>A, a</i>	а	<i>N, n</i>	эн
<i>B, b</i>	бе	<i>O, o</i>	о
<i>C, c</i>	це	<i>P, p</i>	пэ
<i>D, d</i>	дэ	<i>Q, q</i>	ку
<i>E, e</i>	э	<i>R, r</i>	эр
<i>F, f</i>	эф	<i>S, s</i>	эс
<i>G, g</i>	гэ (же)	<i>T, t</i>	тэ
<i>H, h</i>	аш	<i>U, u</i>	у
<i>I, i</i>	и	<i>V, v</i>	вэ
<i>J, j</i>	йот (жи)	<i>W, w</i>	дубль вэ
<i>K, k</i>	ка	<i>X, x</i>	икс
<i>L, l</i>	эль	<i>Y, y</i>	игрек
<i>M, m</i>	эм	<i>Z, z</i>	зэт

ГРЕЧЕСКИЙ АЛФАВИТ

Обозначения букв	Названия букв	Обозначения букв	Названия букв
<i>A α</i>	альфа	<i>Π π</i>	пи
<i>Β β</i>	бета	<i>Ξ ξ</i>	кси
<i>Γ γ</i>	гамма	<i>Ο ο</i>	омикрон
<i>Δ δ</i>	дельта	<i>Π π</i>	пи
<i>Ε ε</i>	эпсилон	<i>Ρ ρ</i>	ро
<i>Ζ ζ</i>	дзета	<i>Σ σ</i>	сигма
<i>Η η</i>	эта	<i>Τ τ</i>	тау
<i>Θ θ</i>	тэта	<i>Υ υ</i>	ипсилон
<i>Ι ι</i>	иота	<i>Φ φ</i>	фи
<i>Κ κ</i>	каппа	<i>Χ χ</i>	хи
<i>Λ λ</i>	ламбда	<i>Ψ ψ</i>	пси
<i>Μ ρ</i>	ми	<i>Ω ω</i>	мега

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ ТЕПЛОВОГО ПРОЦЕССА И КОНСТРУКЦИИ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ФИЗИКИ

Прежде чем приступить к изучению устройства турбины и правил ее эксплуатации, необходимо точно определить ряд терминов и понятий, которыми мы будем пользоваться в дальнейшем. Такие понятия, как сила, работа, мощность и многие другие, часто употребляют в практической жизни и не всегда правильно понимают. Постараемся установить их значение с точки зрения механики.

Закон инерции

Около 200 лет назад ученые установили закон, которому подчиняются все тела во всем мире. Он выражается словами: всякое тело сохраняет состояние покоя или равномерного и прямолинейного движения, пока какая-нибудь сила не заставит его изменить это состояние.

Этот закон называется законом инерции. На первый взгляд закон инерции кажется не вполне соответствующим действительности. Нетрудно согласиться с тем, что находящееся в состоянии покоя тело, например неподвижно лежащий камень, сохраняет это состояние, т. е. будет лежать неподвижно до тех пор, пока какая-либо внешняя сила не подействует на него, не столкнет его с места.

В то же время мы знаем, что движущееся тело, например брошенный в воздух камень или выпущенная из ружья пуля, постепенно замедляет свое движение, падает на землю и приходит в состояние покоя, хотя, казалось бы, по закону инерции движущееся тело должно двигаться вечно с равномерной ско-

ростью. На самом же деле никакого противоречия здесь нет; движение летящего тела замедляется действующими на него силами: силой земного притяжения, силой трения о воздух и сопротивлением воздуха. Если бы в нашем распоряжении было невесомое тело и мы поместили бы его в безвоздушное пространство, то, получив начальное движение, это тело стало бы двигаться вечно. Так, баллистические ракеты, несущиеся на большой высоте, пролетают тысячи километров, прежде чем скорость их снизится настолько, что начинается приближение к земле, оканчивающееся входом в плотные слои атмосферы.

Сила

Из закона инерции мы можем определить, что подразумевается в механике под словом сила.

Силой называется всякая причина (воздействие), изменяющая состояние движения или покоя тела.

Силы могут возбудить движение или прекратить его, замедлить или ускорить, или, наконец, изменить направленные движения, причем во всех этих случаях движение может быть или поступательным, или вращательным, или тем и другим одновременно.

Силы могут не только изменять состояние движения или покоя тела, но и деформировать тело, например сжать, растянуть, согнуть или иным путем нарушить его первоначальную форму.

Действие силы может быть кратковременным (удар, толчок) или длительным и постоянным (сила земного притяжения). На одно

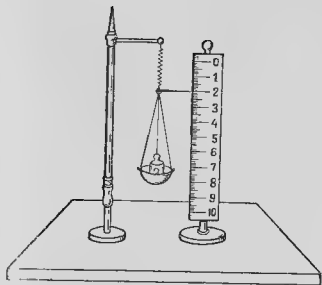


Рис 1-1. Простейшие пружинные весы.

и то же тело может одновременно действовать несколько сил, разных или отличающихся друг от друга по величине и по направлению. Если действующие на тело силы равны по величине, направлены в прямо противоположные стороны и приложены к одной точке тела или к точкам, лежащим на прямой, совпадающей с направлением действия этих сил, то тело будет находиться в состоянии равновесия. Действующие на тело силы принято условно изображать стрелками, направление которых указывает направление действия силы, а величины в известном масштабе соответствуют величине силы.

Для условного обозначения силы в различных формулах обычно принимается латинская буква P .

Для измерения величины действующих сил за единицу силы принято брать единицу силы тяжести, т. е. единицу веса (килограмм). Выбор этой единицы можно пояснить следующим примером: для того чтобы рукой удержать за прикрепленную с одной стороны пружину растянутой, нужно приложить некоторую мышечную силу, некоторую силу, но того же результата можно достигнуть, подвесив к свободному концу пружины груз определенного веса (рис. 1-1). Очевидно, что этим путем можно точно измерить величину рассматриваемой силы. Зацепив за какой-нибудь предмет пружинные весы, можно определить, какую силу нужно приложить, чтобы сдвинуть его с места.

Давление. Разрежение

В теплотехнике очень часто приходится иметь дело с силами, приложенными не к какой-либо одной точке тела, а равномерно распределенными по некоторой поверхности; дей-

ствие сил в этом случае зависит не только от их величины, но и от величины и формы этой поверхности. Силу, действующую на единицу поверхности по перпендикулярному направлению, называют давлением и условно обозначают латинской буквой p .

В примере, изображенном на рис. 1-2, вес прозрачного прямоугольного бруска, т. е. сила в $2,5 \text{ кг}$, равномерно распределяется на всю поверхность стола, находящуюся под бруском и равную 25 см^2 , и каждый квадратный сантиметр этой поверхности испытывает давление, равное только $0,1 \text{ кг}$. Очевидно, что если бы при том же весе бруска площадь соприкосновения его со столом была в 2 раза меньше, то каждый квадратный сантиметр этой поверхности испытывал бы в 2 раза большее давление.

Для капельных жидкостей, паров и газов характерно то, что они всегда передают одинаковое давление на все места стенок сосуда, в котором они находятся, независимо от формы этого сосуда.

В технике за единицу давления принято считать давление 1 кг/см^2 , т. е. силу в 1 кг , действующую на 1 см^2 поверхности; эта величина приблизительно соответствует давлению атмосферного воздуха на окружающие нас предметы и называется технической атмосферой или просто м ферой (сокращенно ат).

Давление атмосферного воздуха не постоянно, а изменяется в некоторых пределах в зависимости от метеорологических условий.

Для измерения давления атмосферного воздуха пользуются барометром, который указывает давление в мм ртутного столба.

Нормальным атмосферным давлением принято считать давление, уравнивающее столб ртути высотой 760 мм . При изменениях

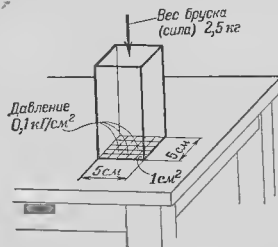


Рис 1-2. Зависимость между силой и давлением.

погоды показания барометра могут изменяться от 710 до 780 мм рт. ст.

Одной технической атмосфере соответствует столб ртути высотой 735,6 мм*.

Давление пара или газа на стенки закрытого сосуда, в котором он находится, может быть выше или ниже давления атмосферного воздуха, окружающего этот сосуд. В первом случае избыток давления внутри сосуда над давлением атмосферы снаружи сосуда называется избыточным или манометрическим давлением; величина его указывается, например, нормальным пружинным манометром, стрелка которого стоит на цифре 0 при атмосферном давлении.

Абсолютным давлением называется истинное давление, испытываемое данной поверхностью: оно является суммой атмосферного и избыточного давлений, когда эта сумма превышает величину атмосферного давления.

Если манометр указывает давление пара в котле, равное 10 ат, то абсолютное давление в котле равно 10 ат плюс давление атмосферного воздуха, т. е. примерно 11 ата.

В сосуде (например, в конденсаторе), из которого воздух частично откачан насосом, рассматривают только абсолютное давление, так как избыточное давление в нем отрицательно (ниже нуля по манометру).

Разность между атмосферным (барометрическим) давлением и абсолютным давлением, если это давление меньше атмосферного, называется разрежением или вакуумом. Разрежение измеряется ртутным или пружинным вакуумметром.

В дальнейшем изложении величина абсолютного давления будет указываться в кг/см^2 или отмечаться особо — ата (атмосферы абсолютные); если же давление указано некоторым числом ат, то нужно понимать, что речь идет об избыточном давлении.

Абсолютное давление в конденсаторе равно разности высот ртутных столбов барометра и вакуумметра (рис. 1-3). Если вакуумметр показывает разрежение $H=646$ мм рт. ст. и барометр — давление $B=756$ мм рт. ст., то абсолютное давление равно

$$B - H = 756 - 646 = 110 \text{ мм рт. ст.}$$

Если требуется выразить абсолютное давление не в мм рт. ст., а в кг/см^2 , то нужно разделить его величину на 735,6.

В данном примере

$$p_k = \frac{110}{735,6} = 0,149 \text{ кг/см}^2.$$

* Столб чистой ртути высотой 735,6 мм при 0° С с основанием в 1 см² весит 1 кг.

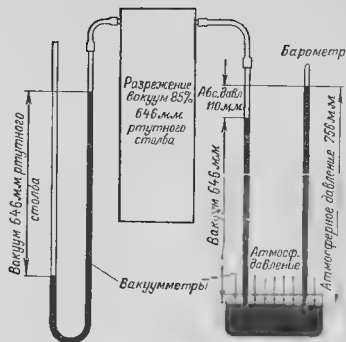


Рис. 1-3. Зависимость между вакуумом, абсолютным давлением и атмосферным давлением.

Чтобы получить вакуум в процентах от данного барометрического давления, нужно пользоваться следующей формулой:

$$V = \frac{H}{B} \cdot 100\%$$

или, иначе говоря,

$$\text{вакуум (в \%)} : \frac{\text{показание вакуумметра}}{\text{показание барометра}} \cdot 100.$$

Для предыдущего примера вакуум в конденсаторе равен:

$$V = \frac{646}{756} \cdot 100 = 85\%.$$

Число, выходящее выше показываает, что распространяемое на электростанциях выражение «вакуум столько-то процентов» лишь приблизительно определяет действительное абсолютное давление в конденсаторе, если при этом не указано барометрическое давление, к которому названная цифра относится. Еще более неопределенным является выражение «вакуум столько-то миллиметров ртутного столба» без указания барометрического давления в момент замера. Поэтому во избежание ошибок следует всегда указывать абсолютное давление в конденсаторе в мм рт. ст. или в кг/см^2 или вакуум в процентах от нормального барометрического давления (760 мм рт. ст.).

Механическая работа

Для того чтобы сила произвела работу, необходимо, чтобы тело, к которому приложена эта сила, прошло известный путь

под действием и в направлении действия силы. Величина совершенной работы зависит от величины силы и длины пути и равна их произведению.

работа = сила × путь (в направлении действия силы).

За единицу работы принято считать работу, которую нужно совершить, чтобы поднять груз в 1 кг на высоту 1 м от его первоначального положения. Эта единица называется килограммометром и сокращенно обозначается $\text{кг} \cdot \text{м}$.

Таким образом, поднимая гирию весом 2 кг на высоту 3 м, мы совершаем работу, равную

$$2 \times 3 = 6 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Мощность

Предположим, что нам нужно поднять мешок песка весом 20 кг, лежащий на полу, и положить его на стол высотой 1 м, т. е. выполнить работу в 20 $\text{кг} \cdot \text{м}$; такую работу может выполнить и человек и муравей, но человек затратит на нее около 2 сек, а муравей, таская по песчинке, — очень много времени. Следовательно, работоспособность муравья и человека различны.

Работоспособность, или мощность, машины определяется количеством работы, совершаемой в единицу времени. Иначе говоря,

$$\text{мощность} = \frac{\text{величина работы}}{\text{время ее совершения}}.$$

За единицу мощности принимается такая мощность, при которой совершается работа в 75 $\text{кг} \cdot \text{м}$ за 1 сек; эта единица называется лошадиной силой и сокращенно обозначается л. с.

Таким образом, машина мощностью в 100 л. с. может совершить:

$$75 \times 100 = 7500 \text{ кг} \cdot \text{м} \text{ работы в 1 сек.}$$

Мощность турбогенераторов обыкновенно выражают не в лошадиных силах, а в электрических мерах мощности — киловаттах (сокращенно *квт*); один киловатт равен 102 $\text{кг} \cdot \text{м}/\text{сек}$, или 1,36 л. с. Таким образом, если турбогенератор имеет мощность 5000 *квт*, то в лошадиных силах эта мощность выразится:

$$5000 \times 1,36 = 6800 \text{ л. с.}$$

Вращающий момент

До сих пор мы рассуждали о поднимающихся и опускающихся грузах. Точка приложения силы перемещалась по прямолинейно-

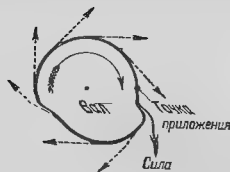


Рис. 1-4. Приложение силы к вращающемуся валу.

му пути; измерить этот путь и определять величину совершенной работы было нетрудно. Измеряя работу, совершаемую турбиной или другим двигателем с вращающимся валом, приходится иметь дело с точкой приложения силы, движущейся по окружности. Мы должны представить себе, что вращающийся вал имеет точку приложения к какой-то точке на поверхности этого вала; за каждый оборот вала точка проходит путь, равный окружности вала, а направление действия силы все время совпадает с направлением движения точки (рис. 1-4). В этом случае гораздо удобнее иметь дело с числом оборотов вала (или числом оборотов в минуту), чем с путем, пройденным воображаемой точкой, к которой приложена действующая сила.

Зависимость между путем, числом оборотов и совершаемой работой можно уяснить себе из следующего примера. Допустим, что груз, изображенный на рис. 1-5, под действием собственного веса опускается из положе-

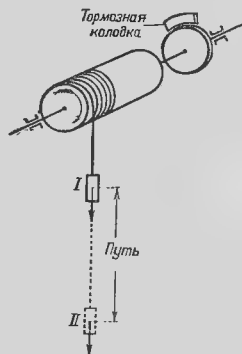


Рис. 1-5. Зависимость между числом оборотов и совершаемой работой.

ния I в положение II, вращая вал, на котором намотан канат, поддерживающий этот груз. При этом груз совершит работу, равную произведению из его веса (силы) на пройденный им путь.

Очевидно, что за каждый оборот вала наш груз проходит путь, равный длине окружности вала. Между длиной окружности и ее диаметром есть определенная зависимость; длина окружности всегда равна произведению πd или

$$3,14 \times \text{диаметр окружности}.$$

Следовательно, работа, совершаемая грузом за 1 оборот вала, будет равна произведению:

$$\text{сила} \times \text{путь} = \text{вес груза} \times 3,14 \times \text{диаметр}.$$

Очевидно также, что выражение

$$3,14 \times \text{диаметр} \times \text{вес груза} \times \text{число оборотов}$$

равно работе, совершенной грузом за данное число оборотов вала.

Нужно сказать, что сила не должна быть приложена обязательно к самому валу; например, в случае паровой турбины мы имеем точки приложения сил (действия струй пара) на окружности дисков, насаженных на вал. Возможен также случай, когда никакого вала нет вообще; например, отвертывая ключом гайку, мы тоже совершаем работу, при которой точка приложения силы (конец ключа) перемещается по окружности. Поэтому, определяя работу двигателя (и вообще вращающегося тела) через число его оборотов, вместо произведения *вес груза* $\times$ *диаметр вала* $\times$ *3,14*, которым мы пользовались до сих пор, вводят новое понятие — вращающий момент, под которым понимают произведение силы, действующей на точку, на расстояние от этой точки до центра вращения; это расстояние называется плечом.

Очевидно, что плечо равно радиусу (половине диаметра) окружности, описываемой точкой приложения силы, т. е. можно написать:

$$\text{вращающий момент} = \text{сила} \times \text{радиус}.$$

В приведенном на рис. 1-6 примере вращающий момент равен:

$$4 \times 0,5 = 2 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

В случае паровой турбины вращающий момент будет равен произведению действующей на лопатки силы паровой струи на расстояние от середины лопаток до центра вала.

Работа за некоторое число оборотов выразится через вращающий момент следующим образом:

$$\text{работа} = \text{вращающий момент} \times \text{число оборотов} \times 3,14 \times 2.$$

Новый множитель — 2 — появляется здесь вследствие того, что вращающий момент определяется не диаметром, а радиусом окружности, описываемой точкой приложения силы.

Если в нашем примере (рис. 1-6) вал сделал 10 оборотов, то была совершена работа, равна

$$2 \times 10 \times 6,28 = 125,6 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

На практике чаще всего приходится определять не работу, а мощность машины. Чтобы получить мощность, нужно вместо совершенного вала число оборотов вставить в приведенную выше формулу число оборотов, совершаемое в единицу времени, например в 1 сек:

$$\text{мощность} = \text{вращающий момент} \times \text{число оборотов в секунду} \times 6,28.$$

Если бы в нашем примере вал вращался со скоростью 120 об/мин (т. е. 2 об/сек), то мощность была бы равна:

$$2 (\text{кг} \cdot \text{м}) \times 2 (\text{об/сек}) \times 6,28 = 25,12 \text{ кг} \cdot \text{м/сек},$$

т. е. примерно $\frac{1}{3}$ л. с.

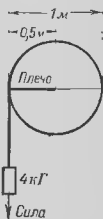


Рис. 1-6 Зависимость между вращающим моментом, силой и плечом.

Энергия

Способность всякого тела — твердого, жидкого или газообразного — совершать работу называется энергией. Работа может быть совершена как за счет энергии, запасенной в теле, так и за счет энергии, подводимой к нему от постороннего источника. По мере совершения работы энергия тела уменьшается, если притока ее извне к телу нет или он меньше расходует; если же энергии подводится к телу больше, чем расходует на работу, то тело будет накапливать в себе энергию.

Существует несколько видов энергии: энергия механическая, тепловая, электрическая, химическая, ядерная (атомная), лучистая (световая) и др.

Механическая энергия может быть двух видов: энергией положения (потенциальной) и энергией движения

кинетической). Поднятый камень, сжатая пружина, пар в котле обладают потенциальной энергией, способностью в любой момент произвести некоторую работу. Падающий камень, летящее ядро, текущая вода — примеры тел, обладающих кинетической энергией.

Потенциальная энергия может превращаться в кинетическую энергию, и наоборот: например, потенциальная энергия сжатого пара в котле перейдет в кинетическую энергию истечения его с большой скоростью, если дать пару выход из котла в атмосферу.

Энергия тела может быть измерена путем превращения ее в работу. Груз в 2 кг, поднятый на высоту 4 м, может при своем падении совершить 8 кГ·м работы: мы говорим, что этот груз обладает потенциальной энергией, равной 8 кГ·м.

Температура. Теплота

Всякое тело, поскольку оно нагрето, обладает некоторым запасом энергии. Современной наукой установлено, что все тела состоят из мельчайших движущихся частиц молекул. При нагревании тела движение молекул ускоряется и их кинетическая энергия увеличивается. Степень нагретости тела или, что то же, средняя кинетическая энергия поступательного движения молекул в нем определяется температурой тела. За единицу температуры в СССР и большинстве других стран (исключение составляют Британская империя и США) принят 1 градус по стопрадусной шкале (1°C). За 0°C принята температура таяния льда. Для условного обозначения температуры употребляются буквы t или T .

Для того чтобы нагреть два разных тела одинакового веса, например 1 кг железа и 1 кг воды, на одинаковое число градусов, нужны различные количества теплоты.

Количество тепла, подведенное к телу, определяется массой тела, повышением его температуры, физическими свойствами тела и условиями, при которых происходит процесс подвода тепла.

Количество теплоты, необходимое для того, чтобы повысить температуру тела с массой 1 кг на 1°C , называется его теплоемкостью. Теплоемкость тела зависит от его свойств и от тех обстоятельств, при которых происходит передача теплоты, а именно: от температуры тела, от давления, а для газов и пара и от возможности или невозможности их расширения при нагревании.

Количество теплоты можно измерить, сравнивая его с определенной единицей — калорией (сокращенно *кал*).

Калорией называется количество теплоты, которое необходимо, чтобы нагреть 1 г воды на 1°C или, что то же самое, такое количество теплоты, которое отдает 1 г воды, остывая на 1°C при температуре воды около 20°C . В теплотехнике обычно пользуются для расчетов более крупной единицей килокалорий (сокращенно *ккал*), которая равна 1000 *кал*.

Из изложенного ясно, что для нагрева 10 кг воды от 25 до 50°C потребуется $10(50-25) = 250$ *ккал*.

При сгорании топлива выделяется определенное количество тепловой энергии. То количество тепла, которое может быть выделено 1 кг топлива при его полном сгорании, называется теплотворной способностью топлива.

Закон сохранения энергии

Известно, что тот или иной вид энергии может переходить в другие виды, например механическая энергия — в энергию тепловую и, наоборот, тепловая энергия — в энергию механическую. Паровая турбина является примером теплового двигателя, иначе говоря, машиной, превращающей тепловую энергию в механическую работу. Тепловыми двигателями являются также газовые турбины, двигатели внутреннего сгорания, паровые машины.

Изучение явлений природы привело к открытию очень важного закона, названного законом сохранения энергии и впервые четко сформулированного великим русским ученым М. В. Ломоносовым (1711—1765 гг.).

Согласно этому закону количество существующей в мире энергии постоянно: энергия никогда не исчезает и не создается, а только переходит из одного вида в другой. Закон этот значительно облегчает представление о переходе тепловой энергии в энергию движения, в механическую работу.

Рассмотрим следующий пример: кусок угля обладает в скрытом виде некоторым запасом химической энергии; сжигая его в топке котла, мы эту энергию освобождаем и превращаем в тепловую энергию, которая передается пару в котле. Из котла пар подается к соплам паровой турбины и, истекая из них с большой скоростью, воздействует на лопатки турбинного колеса, заставляя его вращаться; иначе говоря, потенциальная (тепловая) энергия пара переходит в кинетическую, а кинетическая энергия истечения пара в энергию вращения вала турбины (механическую).

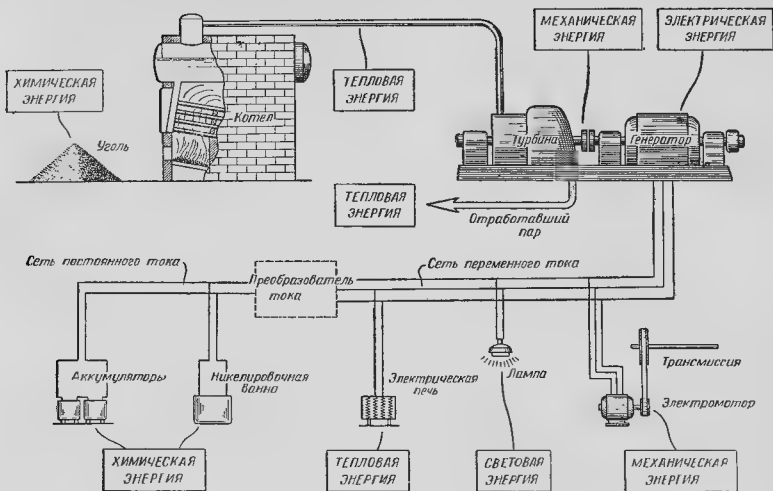


Рис. 17. Преобразование энергии в паросиловой установке.

Вал турбины соединен с валом электрического генератора: при вращении ротора генератора в обмотке возникает электрический ток, т. е. механическая энергия переходит в электрическую. Замкнув генератор на электрическую лампочку, мы превратим электрическую энергию в световую, включив электрическую печь, мы получим тепловую энергию, а заряжая аккумулятор — химическую энергию (рис. 1-7)

Точные измерения показали бы, что количество энергии, получаемое с шин электрического генератора, вместе с количеством энергии, рассеявшимся в окружающую среду при процессах, происходящих в котле, турбине и генераторе, точно равно энергии угля. Количество же электрической энергии всегда будет значительно меньше энергии угля, т. е. в электрическую энергию может быть превращена только часть энергии топлива; часть энергии обязательно будет передана в виде тепла в окружающую среду (главным образом в турбинной установке) и, таким образом, не может быть превращена в механическую или электрическую энергию. В практике совершенно условно говорят, что часть энергии топлива, которая полезно не использована, теряется; на

самом же деле она лишь не превращена в нужный вид энергии (механическую или электрическую энергию) и бесполезно ушла из установки в виде тепла в окружающую среду.

Причины невозможности полного преобразования тепловой энергии в механическую работу мы рассмотрим в следующем разделе, после того как ознакомимся с рабочим процессом теплосиловой установки и ее оборудованием.

Тепловой и механический эквиваленты

Так как одно и то же количество энергии может принимать форму или теплоты, или механической работы, то важно установить, какое количество теплоты эквивалентно (равнозначно) единице работы.

Путем измерений определено, что 1 ккал теплоты, превратившейся в механическую работу, эквивалентна 427 кг·м работы. Таким образом,

$$1 \text{ ккал} = 427 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

или

$$1 \text{ кг} \cdot \text{м} \equiv \frac{1}{427} \text{ ккал}.$$

Величина $\frac{1}{427}$ называется тепловым или термическим эквивалентом работы и обозначается буквой A . Для общего случая с любым количеством теплоты будет справедливо уравнение

$$Q = AW,$$

где Q — количество теплоты, выраженное в килокалориях;

W — количество работы, выраженное в килограммометрах,

а для любого количества работы будет справедливо уравнение

$$W = 427Q.$$

Величина 427 называется механическим эквивалентом тепла.

Между единицами измерения тепловой и электрической энергии существует, понятно, также строго определенная количественная зависимость: для того чтобы получить 1 квт·ч электроэнергии, нужно, чтобы в электрическую энергию превратилось 860 ккал теплоты, т. е. 1 квт·ч = 860 ккал.

ПОНЯТИЕ О ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКЕ

Типы теплосиловых установок

Теплосиловой установкой называется промышленная установка, предназначенная для преобразования энергии топлива в механическую энергию. В большинстве случаев механическая энергия не является конечной продукцией установки, а при помощи генераторов электрического тока и ряда вспомогательных устройств, дополняющих оборудование теплосиловой установки, тут же преобразуется в электрическую энергию, передаваемую затем потребителям. В таком случае установка, состоящая из теплосиловой и электрической частей, получает название тепловой электростанции.

В нашей стране тепловые электростанции являются основными производителями электроэнергии. Несмотря на интенсивное строительство мощных гидроэлектростанций, их доля в выработке электроэнергии в ближайшее десятилетие останется на уровне примерно 20%.

Различают три основные категории тепловых электростанций:

1. Районные электростанции, характерными признаками которых являются большая мощность и расположение в непосредственной близости от места добычи такого топлива, перевозка которого на значительное

расстояние нецелесообразна ввиду большого содержания балласта в нем (торф, низкосортные угли).

Несколько районных станций обычно объединяют для работы на одну электрическую сеть, охватывающую территорию одного или нескольких промышленных районов, для снабжения электроэнергией потребителей, находящихся на этой территории.

2. Городские или коммунальные электростанции, назначением которых является снабжение энергией потребителей, сосредоточенных в определенном городе или части города.

3. Фабрично-заводские электростанции, основной задачей которых является снабжение энергией определенного промышленного предприятия.

В тех случаях, когда станция снабжает потребителей не только электрической энергией, но и теплом (паром или горячей водой) для бытовых или производственных целей, она получает название теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

Электростанции, предназначенные только для выработки электроэнергии, обычно называют конденсационными электростанциями. Мощность конденсационных электростанций в СССР в настоящее время составляет около 70% мощности всех тепловых электростанций.

Рабочий процесс паротурбинной электростанции

Паровые турбины являются тепловыми двигателями (т. е. машинами, преобразующими тепловую энергию в механическую) на всех районных тепловых электростанциях и на более крупных и новых городских и фабрично-заводских станциях. На менее мощных станциях двух последних категорий обычно работают двигатели внутреннего сгорания или поршневые паровые машины.

На рис. 1-8 схематически изображено оборудование паротурбинной электростанции, работающей на твердом кусковом топливе (каменный уголь, торф), состоящее из котельной установки со вспомогательным оборудованием, турбогенератора с конденсационным устройством и повысительного трансформатора.

Топливо посредством механизмов топливоподачи подается с топливного двора или складов станции в бункер, расположенный в верхней части здания станции. На схеме изображена канатная топливоподача (подвесная дорога); для этой цели применяются

15907

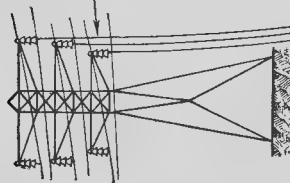
Цикл пара и питательной воды

Цикл охлаждающей воды

Дымовые газы



Высоковольтная воздушная линия электропередачи



Водоподогреватель

Турбина

Генератор

Тепловое устройство

Паросиломотор

Обратная линия охлаждающей воды

Рекла

Конденсатор

Циркуляционный насос

Конденсатор

Подогреватель

Питательный насос

Сборный бак

Горячий воздух в топку

Парогенератор

Турбинный добавочный сырой воды

Топливоводяная

Бункер

Топливо

Насыщенный пар

Котел

Топка

Допол. бункер

Колосники

Допол. подогрев

Восстановитель

Экономизатор

Паровый редуктор

Успокоитель

Дымовая труба

Дымовой дефлектор

Дымосос

Воздушная дымовая труба

Борозда

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Горячий воздух в топку

Рис. 1-8. Схема паротурбинной электростанции.

также ленточные транспортеры, ковшовые конвейеры, электровозы с зубчатым рельсовым зацеплением, вагонетки и т. п. в зависимости от сорта топлива и местных условий.

Из бункера, представляющего собой металлический или железобетонный резервуар, вмещающий запас топлива, достаточный для 4-8-часовой работы установки, топливо под действием собственного веса поступает по топливопроводу в топку котельной установки. Поступление топлива регулируется в зависимости от нагрузки котельной посредством шибера на конце топливопровода (на схеме не показан).

Изображенная на схеме для простоты топка с неподвижной колосниковой решеткой пригодна только для небольших котельных установок. В мощных котельных современных электростанций применяются в зависимости от сорта топлива различные виды топок для слоевого сжигания топлива (топки с подвижными колосниковыми решетками, шахтные топки с наклонными решетками, шахтно-цепные топки и др.) или для камерного сжигания топлива во взвешенном состоянии (топки газовые, пылеугольные, мазутные, для фрезторфа и шахтно-мельничные).

При сгорании топлива образуются дымовые газы (на схеме показаны точками), имеющие высокую температуру (около 1000°C). Эти газы, направляемые специальными перегородками, совершают извилистый путь и последовательно смывают несколько рядов заполненных водой трубок парового котла, отдавая им значительную часть своего тепла. Часть потока газов отводится для обогрева пароперегревателя, в котором происходит дополнительный подогрев полученного в котле водяного пара.

Изображенный на схеме в разрезе котел является двухбарабанным вертикальным водотрубным котлом. Котлы такого типа, состоящие из двух или большего числа (3-4) барабанов, соединенных системой пятилучных труб, расположенных вертикально или с небольшим наклоном, имеют преимущественное распространение на паротурбинных электростанциях.

Дымовые газы уходят из газоходов котла, имея температуру около 400°C , т. е. уносят с собой значительное количество тепла, полученного при сгорании топлива. Для того чтобы полезно использовать возможно большую часть этого тепла, на пути дымовых газов устанавливают водяной экономайзер, в котором производится подогрев питательной воды, поступающей в котел, и воздухоподогреватель.

Экономайзер обычно представляет собой систему гладких или ребристых труб, омываемых снаружи дымовыми газами. Питательная вода проходит внутри этих труб, заимствует часть теплоты дымовых газов и возвращает ее в котел.

Воздухоподогреватель наиболее распространенного типа состоит из ряда тонкостенных стальных коробок, омываемых снаружи дымовыми газами. Через эти коробки дует вентильатор, прогоняет засасываемый снаружи воздух, подавая его затем по специальному воздухопроводу в топку. Таким образом, необходимый для горения топлива воздух поступает в топку подогретым, возвращая часть теплоты уходящих дымовых газов и соответственно повышая температуру в топке.

Для усиления тяги, необходимой для интенсивного горения, служит дымосос, отсасывающий дымовые газы из боровов за воздухоподогревателем и подающий их в дымовую трубу. Наличие дымососа позволяет получить достаточную тягу (хорошее разрежение в топке) при умеренной высоте дымовой трубы.

Получающиеся при сжигании топлива зола, шлак и несгоревшие частицы топлива проваливаются через зазоры между колосниками в золовой бункер, откуда удаляются посредством вагонеток, перемещающихся по рельсовому пути золового подвала. Крупные котельные установки, работающие на топливах с большим содержанием золы (например, подмосковный уголь), обычно имеют более сложное гидравлическое или пневматическое золоудаление.

Образующийся в котле насыщенный пар поступает сначала в расположенный над верхним барабаном котла сухопарник; при этом происходит сепарация пара, т. е. более или менее полное отделение пара от частиц воды, увлеченных им в процессе парообразования. Затем насыщенный пар попадает в пароперегреватель, где ему сообщается дополнительная теплота, вследствие чего пар переходит в перегретое состояние и получает более высокую температуру.

Посредством паропровода перегретый свежий пар подводится к пароперегревателю к турбине, где значительная часть его тепловой энергии преобразуется в механическую работу.

Обработавший пар с сильно пониженным давлением и температурой поступает из турбины в конденсатор, где встречает на своем пути систему трубок, через которые непрерывно прокачивается циркулирующим на

сосоm охлаждающая вода из реки, озера или пруда. Соприкасаясь с холодной поверхностью трубкоn конденсатора, отработавший пар конденсируется, т. е. превращается в воду (конденсат).

Конденсат непрерывно откачивается из конденсатора конденсатным насосом, подающим затем конденсат через подогреватель в сборный бак, откуда питательный насос через экономайзер по-дает его в паровой котел. Назначение подогревателя—сообщить питательной воде (конденсату) добавочное количество теплоты, используя для этого, например, теплоту отработавшего пара парового питательного насоса или пароструйного эжектора, отсасывающего воздух из конденсатора. В современных паротурбинных установках обычно бывает несколько подогревателей, причем для подогрева питательной воды используется главным образом теплота пара, отбираемого, как это показано на схеме, из промежуточных ступеней турбины в количестве до 15–30% от общего расхода пара; это дает повышение коэффициента полезного действия (к. п. д.) установки по причинам, которые будут изложены ниже (гл. 5).

Таким образом, мы видим, что в турбинной установке котловая вода – пар – конденсат образуют замкнутый цикл. При этом теряется только небольшое количество воды и пара при продувке котлов, из-за неплотностей системы (утечки, пропаривания) и на приведение в действие вспомогательных устройств (паровое дутье в нефтяных топках, обдувка паром поверхностей нагрева котла и экономайзера, паровой привод насосов и т. д.). Это количество воды восполняется добавкой в систему сырой воды, проходящей предварительно через водоочиститель, в котором вода подвергается химической обработке для удаления содержащихся в ней примесей. Современные котлы требуют очень хорошей питательной воды, так как даже небольшое содержание растворенных в ней солей вызывает отложение накипи на внутренних поверхностях трубкоn и барабанов котла, что резко ухудшает его работу и может вызвать аварию (перегор трубок)

Кроме того, загрязнение пара солями, содержащимися в котловой воде, приводит к износу солями лопаток паровых турбин и влечет за собой необходимость их промывки.

В систему питания котлов часто включают также испарители, представляющие собой аппараты для приготовления необходимого количества добавочной питательной воды посредством дистилляции (перегонки), и деа-

эраторы, в которых питательная вода освобождается от растворенных в ней газов и в частности – кислорода; последний опасен тем, что вызывает коррозию (ржавление) внутренних стенок котла. Эти аппараты в рассматриваемой простейшей схеме отсутствуют.

Тепло отработавшего в турбине пара передается в конденсаторе через трубки охлаждающей (циркуляционной) воде. Так как количество этого тепла велико, а охлаждающая вода должна нагреваться незначительно, то расход охлаждающей воды у мощных паротурбинных станций очень велик (около 20 000 м³/ч для станции мощностью 100 000 квт). Охлаждающая вода забирается циркуляционным насосом из реки и после конденсатора сливается вновь в реку ниже места забора. При отсутствии или недостаточности естественных источников водоснабжения и водоемов приходится устраивать специальные сооружения для охлаждения циркуляционной воды (градирни, пруды с брызгальцами).

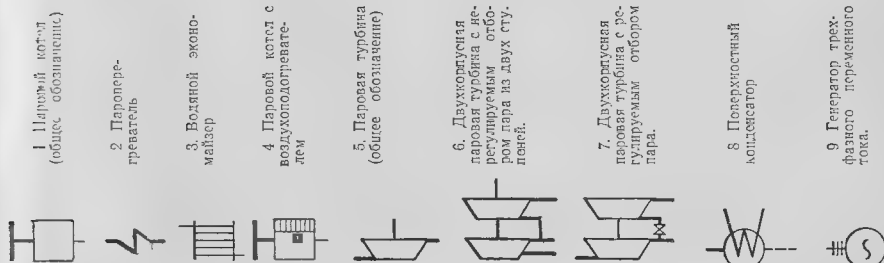
Паровая турбина приводит во вращение ротор генератора электрического тока. При этом в обмотке статора (неподвижной части) генератора возникает электрический ток, являющийся конечной продукцией рабочего процесса станции. В связи с тем, что потребители электроэнергии обычно находятся на некотором расстоянии от станции, электрический ток передается к ним посредством воздушной или кабельной (подземной) линии электропередачи. Для снижения потерь энергии при этом и удешевления стоимости линии напряжение электрического тока предварительно повышается посредством повысительного трансформатора до 33, 115 или 230 кв, в зависимости от длины линии. С другой стороны, у потребителей электроэнергии установлены понизительные трансформаторы, которые понижают напряжение электрического тока до необходимой на месте потребления величины.

Схемы теплосиловых установок

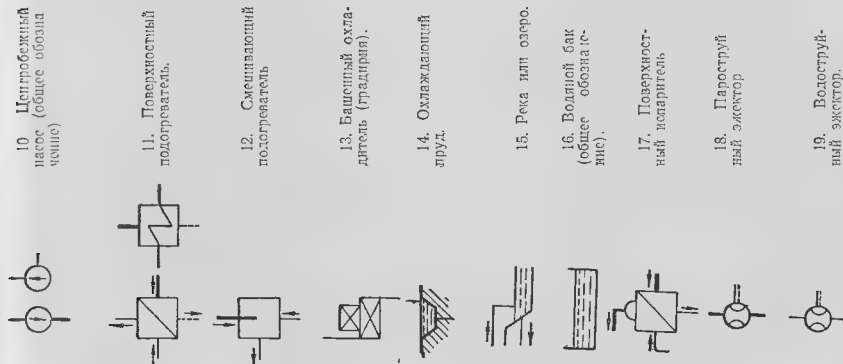
Детальные чертежи теплосиловых установок с точным соблюдением всех размеров в определенном масштабе и действительного расположения оборудования вычерчиваются при рабочем проектировании установки и применяются главным образом для монтажных целей.

Схемы, подобные рис. 1–8, вычерчиваются очень редко и только для учебных целей.

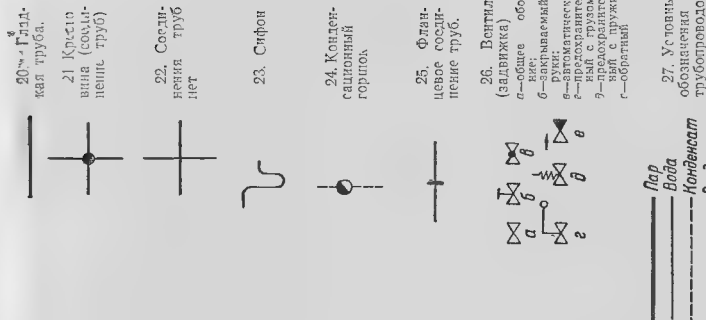
Наиболее принятыми в практике являются упрощенные тепловые схемы, которые впол-



- 1 Циркуляционный насос (общее обозначение)
- 2 Пароперегреватель
- 3 Водяной экономайзер
- 4 Паровой котел с воздухоподогревателем
- 5 Паровая турбина (общее обозначение)
- 6 Двухкорпусная паровая турбина с регулируемым оборотом пара на двух ступенях
- 7 Двухкорпусная паровая турбина с регулируемым оборотом пара
- 8 Поверхностный конденсатор
- 9 Генератор трехфазного переменного тока



- 10 Центробежный насос (общее обозначение)
- 11 Поверхностный подогреватель
- 12 Смесительный подогреватель
- 13 Башенный охладитель (традиция)
- 14 Охлаждающий луд
- 15 Река или озеро
- 16 Волновой бак (общее обозначение)
- 17 Поверхностный испаритель
- 18 Пароструйный эжектор
- 19 Волоструйный эжектор



- 20 Гладкая труба
- 21 Крестовина (соединение труб)
- 22 Соединения труб нет
- 23 Сифон
- 24 Конденсационный горшок
- 25 Фланцевое соединение труб
- 26 Вентиль (задвижка)
- 27 Условные обозначения трубопроводов

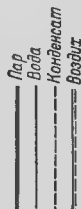


Рис. 1-9. Основные условные обозначения, применяемые в типовых схемах паросиловых установок.

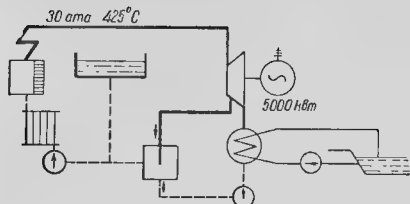


Рис. 1-10. Простейшая тепловая схема паротурбинной электростанции.

няются всегда, когда необходимо изобразить только характер и взаимную связь машин и аппаратов, определяющие тепловой процесс данной установки. В такой схеме чертежи агрегатов и вспомогательного оборудования заменяют их условными обозначениями, основные из которых приведены на рис. 1-9. Над линиями, изображающими паропроводы, обычно надписывают давление и температуру пара, а около обозначений турбогенераторов указывают их мощность.

Тепловую схему вычертить нетрудно; в то же время она чрезвычайно наглядна и позволяет легко и быстро ориентироваться в оборудовании и рабочем процессе установки. В качестве примера на рис. 1-10 приведена простейшая тепловая схема паротурбинной электростанции. Рассматривая эту схему, мы сразу видим, что станция состоит из парового котла с воздухоподогревателем, пароперегревателем и экономайзером; котел доставляет пар с давлением 30 ата и температурой 425°С конденсационному турбогенератору мощностью 5000 кВт . Циркуляционная вода для конденсатора забирается из реки. Для подогрева питательной воды (конденсата) установлен подогреватель смешивающего типа, в котором конденсат подогревается паром, отбираемым из промежуточной ступени турбины.

В более детальных тепловых схемах указывают также расположение всех задвижек, вентилей, предохранительных клапанов и т. д. Такие схемы обычно прилагаются к инструкциям по обслуживанию турбинных установок и должны быть хорошо усвоены эксплуатационным персоналом.

Блочные электростанции

Большинство электростанций, построенных в предыдущие пятнадцать лет, имеет несколько паровых котлов, объединенных в котельный цех и связанных с турбинами по схеме, позволяющей включить или выключить желае-

мое число котлов. Часть котлов является резервной, что дает возможность в любое время отключить любой котел для ремонта или чистки.

Подобным же образом турбогенераторы объединены в турбинный цех, связанный между собой турбопроводами, позволяющими производить нужные переключения по пару и воде, и работают на общий распределительный щит электростанции.

Современная тенденция в строительстве мощных электростанций у нас и за границей состоит в том, чтобы составлять электростанцию из крупных блоков котел — турбина, не связанных между собой по пару и воде. Резервных котлов при такой компоновке не может быть, так как число котлов равно числу турбин.

Применяется также сочетание два котла — турбина в блоке, но и в этом случае работа турбины обеспечивается суммарной производительностью без резерва.

Объем строительных работ по возведению зданий электростанций блочного типа существенно снижается, так как в единицу объема здания можно поместить значительно большую мощность, чем при обычной компоновке оборудования.

Появление блочных электростанций стало возможным потому, что надежность крупных паровых котлов практически сравнялась с надежностью турбогенераторов, чего до сих пор не было. Создание блоков котел — турбина позволяет применять короткие и простые паропроводы с минимальным количеством арматуры. Это чрезвычайно важно при современных очень высоких температурах и давлениях пара, в особенности для установок, работающих с промежуточным перегревом пара, для которого необходимо возвращать в котельную установку пар, частично терявшийся в турбине (см. рис. 1-15).

Применение блочного принципа строительства мощных электростанций дает возможность существенно снизить стоимость и сократить сроки их постройки. Особенно пригоден этот принцип для базовых электростанций, несущих постоянную большую нагрузку. В связи с этим в Советском Союзе в 1961–1965 гг. должно быть введено в строй 80 блоков мощностью по 100 ; 150 и 200 тыс. кВт с параметрами пара 130 ата и 565°С и 39 блоков по 300 тыс. кВт с параметрами пара 240 ата и 580°С .

В будущем станут строить электростанции с турбогенераторами мощностью по 500 ; 800 и 1000 тыс. кВт и котлами производительностью до 3000 т/ч пара.

Для этих сверхмощных блоков предполагаются принять очень высокие параметры пара (порядка 300 ата и 650° С), по которым в настоящее время накапливается технологический и эксплуатационный опыт.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВУРБИНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Потери энергии

Из закона сохранения энергии, казалось бы, следует, что, сжигая в топке котла рассмотренной выше установки (рис. 1-8) тонну торфа с теплотворной способностью 3500 ккал/кг, мы можем получить от генератора

$$\frac{1000 \cdot 3500}{860} = 4070 \text{ кВт} \cdot \text{ч} \text{ электроэнергии.}$$

Фактически же мы получим значительно меньше (около 600 кВт · ч). Никакого противоречия с законом сохранения энергии в этом нет.

В электрическую энергию превращается не вся теплота, получаемая при сжигании топлива, потому что при работе установки неизбежны потери энергии.

Как уже отмечалось, слово «потери» не означает, что какая-то часть энергии исчезает бесследно; под потерями энергии понимается часть энергии, затраченная непроизводительно на нагрев окружающего воздуха, циркуляционной воды, масла и т. п., которая, следовательно, не могла бы преобразована в электрическую энергию.

Осуществить теплосиловую установку, работающую без потерь, нельзя, но нужно всячески стремиться к их уменьшению.

В рассмотренной выше установке (рис. 1-8) мы имеем следующие потери:

1. При сжигании топлива в топке котла выделяется не вся энергия топлива, так как некоторая часть топлива проваливается через зазоры колосников в золовой бункер и часть улетает в дымоход в несгоревшем или в полусгоревшем виде. Величина потерь от механической (провал и унос топлива) и химической (несовершенное соединение углерода топлива с кислородом) неполноты горения во многом зависит от качества обслуживания котельной установки. На культурно эксплуатируемых станциях с современным оборудованием эти потери очень невелики.

2. Часть выделившейся в топке теплоты уносится наружу дымовыми газами, которые даже при наличии на их пути экономайзера и воздухоподогревателя уходят в дымовую трубу, имея еще высокую температуру (160–200° С).

3. Котел использует для парообразования

не всю тепловую энергию, которую он получает; часть теплоты тратится на нагревание воздуха котельной через обмуровку котла.

4. Такая же потеря тепла происходит в паропроводах вследствие передачи части теплоты пара наружному воздуху. Для уменьшения этой потери служит тепловая изоляция паропроводов, вентиля и других горячих деталей.

5. Турбина использует для превращения в механическую работу не всю тепловую энергию подводящего к ней пара; отработавший пар уходит в конденсатор, обладая еще очень большим количеством тепловой энергии, которая передается охлаждающей воде и ею уносится в реку или пруд.

6. Из того количества тепловой энергии, которое преобразуется турбиной в механическую работу, некоторая часть затрачивается на преодоление трения в подшипниках и приведение в действие подобных механизмов (насосы, регулятор и т. д.). Вспомним, что при работе каждой машины подшипники и трущиеся части нагреваются, т. е. механическая работа трения преобразуется в теплоту, которая теряется бесполезно.

Потери в турбине и их причины будут нами подробнее рассмотрены ниже (гл. 2)

7. Генератор электрического тока превращает в электрическую энергию не всю механическую энергию, которую он получает от вала турбины; у него есть свои потери на трение в подшипниках, на нагревание охлаждающего воздуха и другие. Подобные же тепловые потери есть и у трансформатора, являющегося последним звеном нашей установки.

8. Наконец, не вся энергия, полученная от генератора, может быть отдана абонентам. Часть этой энергии электростанция должна израсходовать на собственные нужды (освещение, вентиляция, электродвигатели насосов и т. п.). Очевидно, что это количество энергии также следует отнести к потерям в рабочем процессе электростанции.

Составление теплового баланса. Согласно закону сохранения энергии должно быть справедливо равенство:

$$\text{затраченная энергия} = \text{полученной энергии} + \text{потери.}$$

Это равенство носит название теплового баланса установки.

Тепловой баланс для рассмотренной выше установки можно написать в следующем виде, отнеся его к 1 кг сожженного топлива:

$$\begin{aligned} \text{теплотворная способность топлива (в ккал)} = \\ = \text{полученной электроэнергии (в кВт} \cdot \text{ч)} \times \\ \times 860 + \text{потери (в ккал),} \end{aligned}$$

где 860 — количество килокалорий, эквивалентное 1 *квт·ч* (см. стр. 16).

Зная теплотворную способность топлива и величины потерь по всем элементам установки, можно составить детальный баланс в виде таблицы и графика. Такой баланс дает возможность увидеть, где и какие потери чрезмерно велики и что нужно предпринять для улучшения работы установки. Потери выражают в процентах, принимая за 100% теплотворную способность топлива.

Рассмотренная нами установка будет иметь примерно следующий тепловой баланс, если принять, что в топке сжигается кусковой торф с теплотворной способностью 3500 *ккал/кг*.

Наименование	%	ккал
1. Потери с уходящими дымовыми газами	12,0	420
2. Потери в золе, шлаках и уносе	3,0	105
3. Потери от излучения котельной установки	3,0	105
4. Потери от излучения паропроводов	1,0	35
5. Потери с охлаждающей водой конденсатора	58,0	2 030
6. Потери от излучения турбины	0,5	17,5
7. Механические потери в турбинной установке	1,5	52,5
8. Потери в генераторе	2,0	70
9. Потери в трансформаторе	1,0	35
10. Расход электроэнергии на собственные нужды электростанции	3,0	105
11. Превращение в электроэнергию, отданную в линию электропередачи	15,0	525
Теплотворная способность топлива	100	3500

Из приведенной таблицы следует, что на каждую тонну сожженного в топке торфа мы сможем отдать абонентам не 4070 *квт·ч*, а только

$$\frac{525 \cdot 1000}{860} = 610 \text{ } \text{квт} \cdot \text{ч} \text{ электроэнергии.}$$

Еще более наглядным получается графическое изображение теплового баланса в виде диаграммы тепловых потоков (рис. 1-11). В частности, хорошо выявляется роль экономайзера и воздухоподогревателя, возвращающих в установку часть теплоты, уносимой дымовыми газами. Небольшое количество теплоты (около 2%) непрерывно возвращается в котел с конденсатом и теряется только после прекращения работы установки при остывании воды.

Экономический к. п. д. установки

Отношение количества энергии, получаемого от данной установки в виде полезной работы (механической или электрической энер-

гии), к количеству энергии затраченного топлива называется экономическим к. п. д. установки.

Коэффициенты полезного действия принято условно обозначать греческой буквой η (эта) с соответствующим индексом. Для рассмотренной выше установки экономический к. п. д. равен в процентах:

$$\eta_{\text{эв}} = \frac{525}{3500} \cdot 100 = 15\%.$$

Подобным же образом можно определить $\eta_{\text{эл}}$, взяв отношение количества полезной работы, полученной в единицу времени (например, в 1 *ч*), к количеству тепловой энергии топлива, сожженного за этот же промежуток времени. Так, экономический к. п. д. электростанции равен:

$$\eta_{\text{эл}} = \frac{\mathcal{E} \cdot 860}{Q_t} = \frac{\mathcal{E} \cdot 860}{BQ_v},$$

где $\mathcal{E}$ — количество отпущенной электроэнергии, *квт·ч*;

Q_t — количество тепловой энергии сожженного топлива, *ккал*;

B — количество сожженного топлива, *кг*;

Q_v — теплотворная способность 1 *кг* рабочего топлива;

860 — тепловой эквивалент электрической энергии (1 *квт·ч* — 860 *ккал*).

Экономический к. п. д. паротурбинной станции зависит от совершенства ее оборудования, от давления и температуры свежего пара, от глубины вакуума и от общего состояния установки. У лучших мощных конденсационных электростанций он достигает 35–38%. Эти цифры отнюдь не являются предельными; не исключена возможность доведения к. п. д. электростанции до 40% и даже выше.

Задача персонала, обслуживающего электростанцию и, в частности, турбинную установку, заключается в том, чтобы не только поддерживать достигнутый максимальный к. п. д., но и непрерывно улучшать его, снижая все имеющиеся потери путем грамотного обслуживания и рационализаторских мероприятий. Следует помнить, что расход топлива мощной электростанции настолько велик, что снижение его даже на долю процента представляет собой большой реальный вклад в народное хозяйство.

Одним из необходимых условий правильного обслуживания является овладение техникой своего дела и в первую очередь — полное и ясное понимание рабочего процесса и конструкции обслуживаемой установки.

Первая часть этой книги имеет своим назначением сообщить необходимые знания в

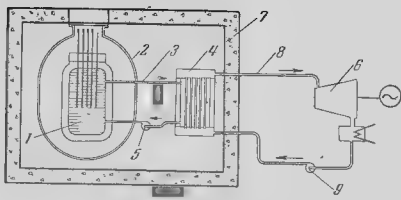


Рис. 1-12. Схема атомной электростанции с реактором, охлаждаемым водой под давлением.

1 - активная зона реактора; 2 - корпус реактора; 3 - первый циркуляционный контур; 4 - парогенератор; 5 - циркуляционный насос; 6 - турбогенератор; 7 - биологическая защита; 8 - второй (переводной) контур; 9 - конденсатный (питательный) насос

обогащенного урана еще очень высока. Стоимость строительства атомной электростанции и ее оборудования тоже значительно выше, чем стоимость строительства электростанции на обычном топливе, так как требования к материалам и качеству изготовления оборудования очень высоки, а строительные конструкции (стены, перекрытия) здания должны иметь очень большую толщину для защиты от радиоактивных излучений при работе реактора.

По мере развития атомной энергетики стоимость строительства и эксплуатации атомных электростанций несомненно будет снижаться, что позволит все шире и шире развешивать их строительство.

Схема атомной электростанции показана на рис. 1-12. Управляемая цепная реакция деления ядер урана происходит в активной зоне 1 реактора 2. Выделяющееся при этом тепло отводится промежуточным теплоносителем, циркулирующим по замкнутому контуру 3, в парогенератор 4, где это тепло используется для получения водяного пара. Непрерывная циркуляция теплоносителя осуществляется циркуляционным насосом 5. Наиболее распространенным и освоеным промежуточным теплоносителем является дистиллированная вода, находящаяся под высоким давлением ($100-200 \text{ кг/см}^2$) во избежание ее кипения. Однако возможно применение для этой цели газов (углекислота, гелий, азот), расплавленных металлов (натрий, сплав натрия с калием и др.) или органических веществ (дифенил, изопропилдифенил и др.).

Полученный в парогенераторе 4 пар обычно используется в паровой турбине 6, вращающей генератор электрического тока.

Параметры пара на атомных электростанциях, как правило, значительно ниже, чем на тепловых электростанциях, работающих на обычном топливе.

Реактор и промежуточный теплоноситель во время работы излучают опасные для здоровья людей радиоактивные лучи. Поэтому вся паропроизводительная часть атомной электростанции отделена от помещений, где работают люди, так называемой биологической защитой 7 в виде толстых бетонных, свинцовых или стальных стен и перекрытий. Управление реактором производится дистанционно, без доступа людей.

Паровые турбины атомных электростанций не имеют больших отличий от турбин обычных тепловых электростанций.

Контрольные вопросы

1. В каких случаях электростанция получает название ТЭЦ?

2. Для какой цели служат подогреватель, экономайзер и воздухоподогреватель?

3. Почему нельзя питать паровые котлы сырой водой?

4. Чему равен $\eta_{\text{к}}$ электростанции, сжигающей Челябинский уголь с теплотворной способностью 4300 ккал/кг и отпускающей $1000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ электроэнергии на 1 т сожженного топлива?

5. Начертите на память условные изображения турбины, конденсатора, генератора, центрального насоса, простого вентиля.

6. Чем отличается атомная электростанция от тепловой электростанции, работающей на угле или торфе?

ВОДЯНОЙ ПАР И ЕГО СВОЙСТВА

Параметры пара

Тепловая энергия подводится к паровой турбине при помощи водяного пара, являющегося носителем тепловой энергии (теплоносителем). Свойства пара определяются его параметрами, т. е. величинами, характеризующими состояние пара (давление, температура, степень сухости, энтальпия или теплосодержание и т. д.).

Понятие о давлении и температуре дано ранее. О степени сухости и других параметрах пара будет сказано ниже.

Насыщенный пар

Если нагревать воду в открытом сосуде, то температура ее будет постепенно повышаться, пока не достигнет примерно 100°C ; после этого дальнейшее повышение температуры прекращается и начинается кипение воды, т. е. бурный переход ее в парообразное состояние. Температура воды во время кипения остается одной и той же, так же как температура получающегося над водой пара; она равна точно 100°C при нормальном атмосферном давлении, равном давлению ртутного столба 760 мм высотой. Ис-

Зависимость между температурой и давлением насыщенного пара от 0 до 374° С

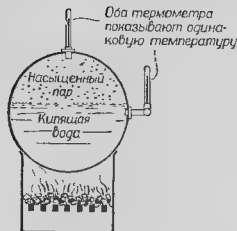


Рис. 1-13 Зависимость между температурой кипящей воды и насыщенного пара

кусственно изменяя давление, можно изменять температуру кипения в очень широких пределах; при увеличении давления температура кипения повышается, при уменьшении давления — понижается.

Так, при давлении 0,02 ата вода кипит при 17,2° С, а при давлении 10 ата — при 179° С.

Температура пара над водой, из которой он получается (рис. 1-13), всегда равна температуре этой воды¹. Получающийся над водой пар называется насыщенным паром.

Определенной температуре насыщенного пара всегда соответствует определенное давление, и наоборот, определенному давлению всегда соответствует строго определенная температура.

В табл. 1-1 приводится зависимость между температурой и давлением насыщенного пара.

Измерив термометром температуру насыщенного пара, можно по этой таблице определить его давление или, измерив давление, определить температуру.

При образовании пара в паровое пространство котла всегда попадают частицы воды, увлекаемые выделяющимся паром; особенно сильное увлажнение пара происходит в современных мощных котлах при работе их с большой нагрузкой. Кроме того, насыщенный пар обладает тем свойством, что при самом незначительном отнятии теплоты часть пара обращается в воду (конденсируется); вода в виде мельчайших капелек удерживается в паре. Таким образом, практически мы всегда имеем смесь сухого пара и воды (конденсата); такой пар называется влажным насыщенным паром. Так же как и у сухого насыщенного пара, температура влажного пара всегда соответствует его давлению.

¹ При условии, что пар не смешан с воздухом, а вода не содержит растворенных солей

Температура t , °С	Абсолютное давление P , кг/см ²	Температура t , °С	Абсолютное давление P , кг/см ²	Температура t , °С	Абсолютное давление P , кг/см ²	Температура t , °С	Абсолютное давление P , кг/см ²
0	0,006228	95	0,8619	190	12,800	285	70,54
5	0,008890	100	1,0332	195	14,265	290	75,92
10	0,012513	105	1,2318	200	15,857	295	81,60
15	0,017376	110	1,4609	205	17,585	300	87,61
20	0,02383	115	1,7239	210	19,456	305	93,95
25	0,03229	120	2,0245	215	21,477	310	100,64
30	0,04325	125	2,3666	220	23,659	315	107,69
35	0,05733	130	2,7544	225	26,007	320	115,13
40	0,07520	135	3,192	230	28,531	325	122,95
45	0,09771	140	3,685	235	31,239	330	131,18
50	0,12578	145	4,237	240	34,140	335	139,85
55	0,16051	150	4,854	245	37,244	340	148,96
60	0,2031	155	5,540	250	40,56	345	158,54
65	0,2550	160	6,302	255	44,10	350	168,63
70	0,3177	165	7,146	260	47,87	355	179,24
75	0,3931	170	8,076	265	51,88	360	190,42
80	0,4829	175	9,101	270	56,14	365	202,21
85	0,5894	180	10,225	275	60,66	370	214,68
90	0,7149	185	11,456	280	65,46	374	225,2

Состав влажного пара принято выражать в весовых частях пара и воды. Вес сухого пара в 1 кг влажного пара называется паросодержанием или степенью сухости и обозначается буквой x . Значения x обычно дают в сотых долях. Таким образом, если говорят, что у пара $x=0,95$, то это значит, что во влажном паре содержится по весу 95% сухого пара и 5% воды. При $x=1$ насыщенный пар носит название сухого насыщенного пара.

Один килограмм воды при своем испарении дает один килограмм пара; объем получающегося пара зависит от его давления, а следовательно, от температуры. В противоположность воде, которая по сравнению с газами почти несжимаема, пар может сжиматься и расширяться в очень широких пределах.

Удельный объем, т. е. объем 1 кг пара, при давлении 1 ата для сухого насыщенного пара равен 1,725 м³, т. е. в 1725 раз больше объема 1 кг воды. При повышении давления удельный объем пара уменьшается, так как пар как упругое тело сжимается; так, при давлении 5 ата объем 1 кг сухого насы-

Таблица 1-2

Продолжение табл. 1-2

Сухой насыщенный водяной пар при давлениях от 0,02 до 224 кг/см² ($\chi = 1$)

Давление P кг/см ²	Температура t , °C	Удельная вода ρ кг/м ³	Температура t , °C	Удельная пара ρ кг/м ³	Удельный объем пара v , м ³ /кг	Удельная теплота нагрева γ , ккал/кг
0,02	17,204	17,24	587,6	604,8	68,27	0,01465
0,04	28,641	28,65	581,1	609,8	35,46	0,2820
0,06	35,82	35,81	577,1	612,9	24,19	0,04134
0,08	41,16	41,14	574,1	615,2	18,45	0,05421
0,10	45,45	45,41	571,6	617,0	14,95	0,06688
0,15	53,60	53,54	567,0	620,5	10,21	0,09791
0,20	59,67	59,61	563,5	623,1	7,795	0,1283
0,25	64,56	64,49	560,6	625,1	6,322	0,1582
0,30	68,68	68,61	558,2	626,8	5,328	0,1877
0,35	72,91	72,85	555,6	628,5	4,491	0,2227
0,40	75,42	75,36	554,1	629,5	4,069	0,2458
0,45	78,27	78,22	552,4	630,6	3,643	0,2745
0,5	80,86	80,81	550,8	631,6	3,301	0,3029
0,6	85,45	85,41	548,0	633,4	2,783	0,3594
0,7	89,45	89,43	545,5	634,9	2,409	0,4152
0,8	92,99	92,99	543,2	636,2	2,125	0,4705
0,9	96,18	96,19	541,2	637,4	1,904	0,5253
1,0	99,09	99,12	539,4	638,5	1,725	0,5797
1,2	104,25	104,32	536,0	640,3	1,455	0,6875
1,4	108,74	108,85	533,1	642,0	1,259	0,7942
1,5	110,79	110,92	531,9	642,8	1,180	0,8472
1,8	116,33	116,54	528,2	644,7	0,9952	1,005
2,0	119,62	119,87	525,9	645,8	0,9016	1,109
2,5	126,79	127,2	521,1	648,3	0,7316	1,367
3,0	132,88	133,4	516,9	650,3	0,6166	1,622
3,5	138,19	138,8	513,1	651,9	0,5335	1,874
4,0	142,92	143,6	509,8	653,4	0,4706	2,125
4,5	147,20	148,0	506,7	654,7	0,4213	2,374
5,0	151,11	152,1	503,7	655,8	0,3816	2,621
6,0	158,08	159,3	498,5	657,8	0,3213	3,112
7,0	164,17	165,6	493,8	659,4	0,2778	3,600
8,0	169,61	171,3	489,5	660,8	0,2448	4,085
9,0	174,53	176,4	485,6	662,0	0,2189	4,568
10,0	179,04	181,2	481,8	663,0	0,1981	5,049
11,0	183,20	185,6	478,3	663,9	0,1808	5,530
12,0	187,08	189,7	475,0	664,7	0,1664	6,010
13,0	190,71	193,5	471,9	665,4	0,1541	6,488
14,0	194,13	197,1	468,9	666,0	0,1435	6,967
15,0	197,36	200,6	466,0	666,6	0,1343	7,446
16,0	200,43	203,9	463,2	667,1	0,1262	7,923
17,0	203,35	207,1	460,4	667,5	0,1190	8,405
18,0	206,14	210,1	457,8	667,9	0,1126	8,886
19,0	208,81	213,0	455,2	668,2	0,1068	9,366
20,0	211,38	215,8	452,7	668,5	0,1016	9,846
21,0	213,85	218,5	450,2	668,7	0,09682	10,33
22,0	216,23	221,2	447,7	668,9	0,09251	10,81
23,0	218,53	223,6	445,5	669,1	0,08856	11,29
24,0	220,75	226,1	443,2	669,3	0,08492	11,78
25,0	222,90	228,5	440,9	669,4	0,08157	12,26
26,0	224,99	230,8	438,7	669,5	0,07846	12,75

Давление P кг/см ²	Температура t , °C	Удельная вода ρ кг/м ³	Температура t , °C	Удельная пара ρ кг/м ³	Удельный объем пара v , м ³ /кг	Удельная теплота нагрева γ , ккал/кг
27,0	227,01	233,0	436,6	669,6	0,07557	13,23
28,0	228,98	235,2	434,4	669,6	0,07288	13,72
29,0	230,89	237,4	432,3	669,7	0,07037	14,21
30,0	232,76	239,5	430,2	669,7	0,06802	14,70
31,0	234,57	241,6	428,1	669,7	0,06583	15,19
32,0	236,35	243,6	426,1	669,7	0,06375	15,69
33,0	238,08	245,5	424,1	669,6	0,06179	16,18
34,0	239,77	247,5	422,1	669,6	0,05995	16,68
35,0	241,42	249,4	420,1	669,5	0,05822	17,18
36,0	243,04	251,2	418,3	669,5	0,05658	17,68
37,0	244,62	253,0	416,4	669,4	0,05501	18,18
38,0	246,17	254,8	414,5	669,3	0,05353	18,68
39,0	247,69	256,5	412,6	669,1	0,05212	19,19
40	249,18	258,2	410,8	669,0	0,05078	19,69
42	252,07	261,6	407,2	668,8	0,04828	20,71
44	254,87	264,9	403,5	668,4	0,04601	21,73
46	257,56	268,0	400,0	668,0	0,04393	22,76
48	260,17	271,2	396,5	667,7	0,04201	23,80
50	262,70	274,2	393,1	667,3	0,04024	24,85
55	268,69	281,4	384,8	666,2	0,03636	27,50
60	274,29	288,4	376,6	665,0	0,03310	30,21
65	279,54	294,8	368,8	663,6	0,03033	32,97
70	284,48	300,9	361,2	662,1	0,02795	35,78
75	289,17	307,0	353,5	660,5	0,02587	38,66
80	293,62	312,6	346,3	658,9	0,02404	41,60
85	297,86	318,2	338,8	657,0	0,02241	44,62
90	301,92	323,6	331,5	655,1	0,02096	47,71
95	305,80	328,8	324,4	653,2	0,01964	50,91
100	309,53	334,0	317,1	651,1	0,01845	54,21
110	316,58	344,0	302,7	646,7	0,01637	61,08
120	323,15	353,9	288,0	641,9	0,01462	68,42
130	329,30	363,0	273,6	636,6	0,01312	76,23
140	335,09	372,4	258,6	631,0	0,01181	84,68
150	340,56	381,7	243,3	624,9	0,01065	93,90
160	345,74	390,8	227,5	618,3	0,009616	104,0
170	350,66	400,3	210,5	610,8	0,008680	115,2
180	355,35	410,2	192,3	602,5	0,007809	128,0
190	359,82	420,4	172,8	593,2	0,006994	143,0
200	364,08	431,5	150,8	582,3	0,00620	161,2
210	368,16	444,7	123,4	568,1	0,00539	185,7
220	372,1	463,4	84	547	0,00449	223
224	373,6	478	54	532	0,00394	254

ценного пара уже равен только 0,3816 м³ (табл. 1-2).

Удельный объем влажного пара со степенью сухости x определяется по формуле

$$v = (1-x)v' + xv'', \text{ м}^3/\text{кг},$$

где v' - удельный объем воды в состоянии кипения;

v'' - удельный объем сухого насыщенного пара при соответствующем давлении.

В паротурбинных установках влажность пара обычно не превосходит 15%; поэтому объем воды $(1-x)v''$ мал по сравнению с объемом сухого пара xv'' и удельный объем влажного пара подсчитывают (приблизленно) так:
 $v - xv''$, л³/кг.

Одним из важнейших параметров пара является его теплосодержание или энтальпия. Энтальпия воды или пара практически определяется как количество тепла, которое нужно для получения 1 кг воды или пара данного состояния из 1 кг воды при 0°С, если нагрев происходит при постоянном давлении.

Понятно, что при одной и той же температуре энтальпия пара значительно больше, чем энтальпия воды. Для того чтобы нагреть 1 кг воды от 0 до 100°С, нужно затратить приблизительно 100 ккал тепла, так как теплоемкость воды равна приблизительно единице. Для того же, чтобы превратить эту воду в сухой насыщенный пар, нужно сообщить воде дополнительно значительное количество теплоты, которое расходуется на преодоление внутренних сил сцепления между молекулами воды при переходе ее из жидкого состояния в парообразное и на совершение внешней работы расширения пара от начального объема v' (объем воды) до объема v'' (объем пара).

Это добавочное количество теплоты называется теплотой парообразования¹.

Следовательно, энтальпия сухого насыщенного пара будет определяться так:

$$i'' = i' + r, \text{ ккал/кг},$$

где i'' — полная теплота (энтальпия пара);
 i' — энтальпия воды при температуре кипения;
 r — теплота парообразования.

Например, при давлении 3 кг/см² теплосодержание 1 кг кипящей воды равно 133,4 ккал, а теплота парообразования равна 516,9 ккал/кг; отсюда энтальпия сухого насыщенного пара при давлении 3 кг/см² будет:

$$i'' = 133,4 + 516,9 = 650,3 \text{ ккал/кг (табл. 1-2)}.$$

Энтальпия влажного насыщенного пара в сильной степени зависит от его степени сухости; с уменьшением степени сухости пара его энтальпия уменьшается.

Энтальпия влажного пара равна:

$$i_{\text{вл}} = i' + xr$$

или

$$i_{\text{вл}} = i'(1-x) + i''x, \text{ ккал/кг}.$$

Эту формулу легко уяснить себе на следующем примере: допустим, что давление пара 5 кг/см² и степень сухости 0,90, иначе говоря, 1 кг этого пара содержит 0,1 кг воды и 0,9 кг сухого пара. По табл. 1-2 находим, что энтальпия воды при давлении 5 кг/см² равна округленно 152 ккал/кг, а энтальпия сухого пара 656 ккал/кг; так как влажный пар состоит из смеси сухого пара и воды, то энтальпия влажного пара в данном случае будет равна

$$i_{\text{вл}} = (152 \cdot 0,1) + (656 \cdot 0,9) = 605,6 \text{ ккал/кг}$$

Следовательно, энтальпия влажного пара будет в этом случае примерно на 50 ккал/кг меньше, чем сухого насыщенного пара того же давления.

Перегретый пар

Если насыщенный пар отвести от поверхности испарения воды в котле и продолжать нагревать его отдельно, то температура пара будет подниматься и объем его увеличиваться. Устройство, в котором пар подогревается (пароперегреватель), сообщается с паровым пространством котла (рис. 1-14). Пар, температура которого выше температуры кипения воды при том же давлении, называется перегретым паром. Если давление пара равно 25 ата, а температура его 425°С, то он перегрет на 425 - 222,9 = 202,1°С, так как давлению 25 ата соответствует температура насыщенного пара, равная 222,9°С (табл. 1-2).

Энтальпия перегретого пара

$$i = i'' + a - i' + r + a, \text{ ккал/кг}.$$

Следовательно, она превышает энтальпию сухого насыщенного пара того же давления на величину a , выражающую собой количество

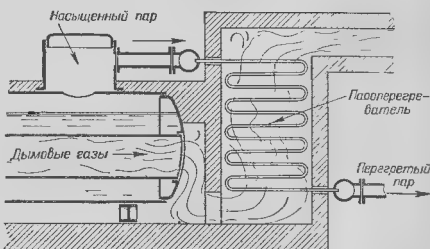


Рис. 1-14. Схема устройства пароперегревателя.

¹ Или иначе теплотой испарения.

Средние удельные теплоемкости пара в ккал/кг·°С, вычисленные от температуры насыщения

Абсолютное значение, ккал/кг	Температура, °С															
	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	500
10	0,617	0,583	0,567	0,556	0,548	0,542	0,538	0,534	0,531	0,529	0,527	0,526	0,525	0,524	0,523	0,523
20	—	—	0,722	0,676	0,650	0,629	0,614	0,603	0,594	0,586	0,580	0,575	0,571	0,568	0,566	0,560
30	—	—	—	0,833	0,774	0,733	0,700	0,677	0,660	0,645	0,634	0,625	0,617	0,611	0,605	0,596
40	—	—	—	—	0,918	0,856	0,796	0,757	0,728	0,706	0,689	0,674	0,663	0,653	0,644	0,631
50	—	—	—	—	—	0,977	0,905	0,846	0,802	0,771	0,745	0,725	0,709	0,695	0,683	0,665
60	—	—	—	—	—	—	1,161	1,031	0,944	0,883	0,839	0,805	0,777	0,756	0,738	0,710
70	—	—	—	—	—	—	—	1,173	1,056	0,972	0,912	0,867	0,833	0,804	0,782	0,733
80	—	—	—	—	—	—	—	—	1,377	1,188	1,069	0,994	0,935	0,880	0,827	0,768
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,349	1,187	1,082	1,008	0,952	0,909	0,847
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,568	1,317	1,190	1,092	1,021	0,968	0,883
110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,901	1,510	1,311	1,186	1,098	1,034	0,943
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,754	1,465	1,302	1,187	1,106	0,926

во теплоты, дополнительно сообщенное пару при перегреве; это количество теплоты равно:

$$a - c_p(t_2 - t_1), \text{ ккал/кг,}$$

где c_p — средняя теплоемкость 1 кг пара при постоянном давлении¹. Ее величина зависит от давления и температуры пара; в табл. 1-3 даны значения c_p для некоторых температур и давлений;

t_1 — температура насыщенного пара;

t_2 — температура перегретого пара.

Энтальпии перегретого пара для некоторых давлений температур приведены в табл. 1-4.

Как бы увидим из дальнейшего изложения, давление и температура пара при прогнании его через турбину понижаются. Понижение давления и температуры пара в турбине сопровождается уменьшением энтальпии пара. Подводя к турбине свежий пар и отводя в конденсатор отработавший пар при самом незначительном давлении, мы используем разность энтальпий пара в начале и конце процесса для превращения в механическую работу. Эта разность энтальпий называется использованным теплопадением (или использованным перепадом тепла) и обозначается h_i .

Перегрев свежий пар, мы сообщаем ему дополнительную теплоту, т. е. увеличиваем

начальную энтальпию. Это приводит к увеличению использованного теплопадения и повышению экономического к. п. д. установки; подробнее этот вопрос мы рассмотрим ниже, когда познакомимся с использованием *is*-диаграммой для исследования процесса работы пара в турбине. Кроме того, перегретый пар при движении в паропроводах не конденсируется в воду, так как конденсация может начаться только с момента, когда температура перегретого пара понизится настолько, что он перейдет в насыщенное состояние. Отсутствие конденсации свежего пара особенно важно для паровых турбин; вода, скопившаяся в паропроводе и увлеченная паром в турбину, легко может разрушить лопатки турбины.

Преимущества перегретого пара настолько значительны и выгодность его применения настолько велика, что современные турбинные установки работают почти исключительно перегретым паром.

В пределах давлений 25—30 *ата* и температур 350—400°С каждые 10°С повышения температуры пара дают около 1,5% экономии в расходе паровой турбины.

В более старых установках небольшой и средней мощности пар перегревают обычно до 350—400°С. Более новые котлы наши заводы строили на параметры пара 39 *ата* и 450°С, и 100 *ата* и 510°С, что (за вычетом потерь в паропроводах) соответствует параметрам пара перед турбинами 35 *ата* и 435°С или 90 *ата* и 480°С.

В настоящее время большинство тепловых электростанций строится с параметрами пара 130—140 *ата* и 565°С. Блочные электростанции большой мощности будут иметь началь-

¹ Средняя теплоемкость представляет собой среднюю величину значений теплоемкостей в пределах температур от t_1 до t_2 , т. е. в данном случае от температуры насыщенного пара до конечной температуры перегретого пара

Энтальпия i , ккал/кг, перегретого пара

Таблица 1-4

Абсолютная температура, $^{\circ}\text{C}$	Температура, $^{\circ}\text{C}$											
	250	280	300	320	350	380	400	420	450	480	500	550
10	702,6	717,8	728,0	738,0	753,6	768,9	779,1	789,3	804,6	819,9	830,3	—
11	701,7	716,1	727,3	737,6	753,0	768,4	778,8	789,0	804,3	819,7	830,1	—
12	700,8	714,6	726,6	737,0	752,6	768,0	778,3	788,5	803,9	819,4	829,8	—
15	698,1	714,1	724,7	735,1	751,0	766,7	777,1	787,5	803,0	818,5	829,0	—
17	696,0	712,6	723,3	733,8	750,0	765,8	776,4	786,8	802,3	818,0	828,6	—
18	695,1	711,8	722,8	733,5	749,5	765,3	775,9	786,3	802,0	817,7	828,2	—
19	694,1	711,0	722,0	732,8	749,0	764,9	775,5	786,0	801,6	817,4	827,9	—
20	693,2	710,2	721,3	732,3	748,5	764,5	775,1	785,6	801,3	817,2	827,7	—
27	685,7	704,6	716,3	727,8	744,8	761,4	772,3	783,1	799,1	815,1	825,9	—
28	684,5	703,7	715,6	727,2	744,3	760,9	771,9	782,7	798,8	814,8	825,6	—
29	683,3	702,8	714,8	726,5	743,8	760,5	771,4	782,3	798,4	814,6	825,4	—
30	682,1	701,9	714,1	725,9	743,3	760,1	771,1	781,9	798,1	814,3	825,1	—
31	679,7	701,1	713,4	725,3	742,7	759,1	770,7	781,6	797,8	814,0	824,8	—
32	678,6	700,1	712,7	724,6	742,2	759,1	770,1	781,1	797,5	813,7	824,5	—
33	676,2	699,3	711,9	724,0	741,6	758,6	769,8	780,8	797,2	813,4	824,3	—
35	678,1	697,7	710,5	722,6	740,5	757,7	768,9	780,0	796,5	812,9	823,8	—
40	—	693,0	706,6	719,4	737,7	755,3	766,8	778,1	794,9	811,4	822,4	—
50	—	689,7	698,4	712,3	732,0	750,6	762,6	774,3	791,5	808,6	819,8	—
60	—	670,5	689,0	705,0	726,3	745,8	758,3	770,4	788,0	805,5	816,9	845,3
70	—	—	678,6	696,9	720,1	740,8	753,7	766,3	784,6	802,3	814,1	843,0
80	—	—	666,6	687,9	713,6	735,6	749,2	762,1	781,0	799,2	811,2	840,6
90	—	—	—	677,6	706,8	730,1	744,3	757,8	777,3	796,1	808,2	838,4
100	—	—	—	665,9	698,8	724,2	739,3	753,5	773,6	792,8	805,3	836,0
110	—	—	—	652,4	690,5	718,3	734,2	749,2	770,2	789,8	802,4	833,5
130	—	—	—	—	671,0	705,4	723,7	740,1	762,4	783,4	796,7	829,1
140	—	—	—	—	660,1	698,0	717,7	735,1	758,5	780,1	793,9	826,5
220	—	—	—	—	—	606,7	657,5	688,6	722,3	750,9	767,9	806,5

ные параметры 240 атм и 580°С. Первые такие электростанции (Черепетская, Приднестровская) уже пущены в эксплуатацию. В дальнейшем для самых мощных блоков предполагается по мере освоения новых жаростойких сталей повысить параметры до 300 атм и 650°С.

При расширении перегретого пара его температура понижается; по достижении температуры насыщения перегретый пар проходит через состояние сухого насыщенного пара и превращается во влажный пар. Этот процесс происходит и в паровой турбине: мы подводим к турбине перегретый пар высокой температуры; в турбине часть его теплоты преобразуется в механическую работу, и в конденсатор отводится обычно уже влажный пар, по температуре которого можно определить давление в конденсаторе, пользуясь табл. 1-1 или ей подобной. Однако иногда при пуске в ход или при работе турбогенератора входную можно обнаружить, что показания термометра на выпускном конце турбины и вакуумметра не совпадают с данными в табл. 1-1. Например, температура пара перед конденсатором равна 75°С, а давление в конденсаторе равно 0,04 кг/см²; это объясняется тем, что пар входит в конденсатор еще в перегретом состоянии

вследствие плохого использования тепловой энергии. Для перегретого же пара, как мы знаем, определенное давление не связано с определенной температурой.

На новейших электростанциях с очень высокими начальными параметрами и мощными турбогенераторами, кроме начального перегрева пара, применяют еще промежуточный (вторичный) перегрев. Для этой цели пар, отработавший в части высокого давления 1 турбины, возвращают обратно в котельную установку 2, где его снова перегревают до начальной температуры (или близкой к ней), после чего направляют в часть низкого давления 3 турбины (рис. 1-15). Это мероприятие позволяет не только повысить к. п. д. установки, но и снизить влажность пара в последних ступенях турбины и тем увеличить срок службы лопаток. Подробнее этот вопрос мы рассмотрим ниже.

Температура и давление пара, полученного на атомных электростанциях, ниже, чем на современных электростанциях, работающих на обычном топливе. Это объясняется тем, что передача парогенераторам тепла, выделяющегося в активной зоне реактора в результате деления ядер урана, в большинстве случаев производится водой, циркулирующей в первом контуре установки (рис. 1-12). Кипение воды в этом контуре по ряду причин недопустимо. Поэтому в контуре

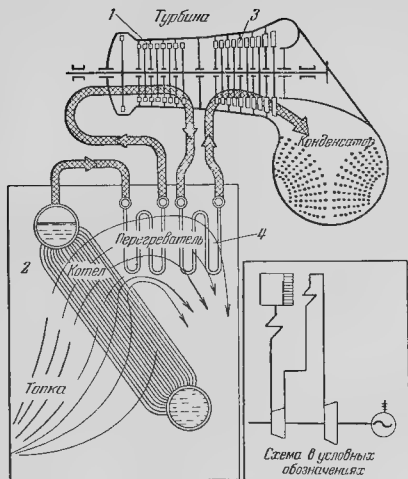


Рис. 1-15. Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара.

1 — часть высокого давления турбины, 2 — паровой котел; 3 — часть низкого давления турбины, 4 — вторичный (промежуточный) пароперегреватель.

поддерживается повышенное давление. Однако даже при максимальном практически применяемом давлении 200 атм вода закипает при температуре 365° С. Следовательно, температура воды как промежуточного теплоносителя не может быть выше 340–350° С, а температура получаемого в парогенераторах пара будет соответственно еще ниже. Невысокая температура пара заставляет ограничивать и его давление.

Применение расплавленных металлов, имеющих очень высокую температуру кипения, в качестве теплоносителя в первом контуре позволило бы повысить параметры получаемого пара. Однако такие электростанции еще не вышли из экспериментальной стадии.

Изменение состояния водяного пара

Состояние водяного пара, участвующего в каком либо техническом процессе, непрерывно изменяется во время этого процесса. Вообще говоря, возможны следующие процессы изменения состояния пара:

1. Изменение состояния при постоянном объеме (изохорический процесс, процесс при $v = \text{const}$)*. Этот процесс будет иметь место, если к некоторому количеству пара, заключенному в герметически закрытый сосуд,

* const принятое в математике обозначение постоянных величин. Происходит оно от сокращения латинского слова *constantis* (константы), что означает постоянный, неизменный.

подводить теплоту или отводить ее (нагревать или охлаждать пар). При подводе тепла к пару будут увеличиваться его температура и давление; при отнятии тепла температура и давление будет понижаться. Объем пара остается неизменным, так как пар будет заполнять все внутреннее пространство сосуда.

Какой работы при этом пар не совершает.

2. Изменение состояния при постоянной температуре (изотермический процесс, процесс при $t = \text{const}$). Этот процесс для влажного насыщенного пара возможен только при неизменном давлении, так как определенной температуре насыщенного пара всегда соответствует строго определенное давление. При этом изменяться будут степень сухости, энтальпия, удельный вес. Сухой насыщенный пар при изотермическом расширении становится перегретым. Изотермический процесс для перегретого пара связан с изменением давления и объема: при расширении увеличивается объем и падает давление, при сжатии — наоборот.

3. Изменение состояния при постоянном давлении (изобарический процесс, процесс при $p = \text{const}$). Такой процесс будет иметь место, например, если пар находится в цилиндре с подвижным поршнем, на который действует неизменная нагрузка. При сообщении теплоты пар расширяется, совершая работу перемещения поршня и занимая больший объем в цилиндре. Температура пара при этом повышается, если пар перегретый, и остается неизменной при насыщенном паре.

4. Изменение состояния пара без подвода и отвода теплоты (адиабатический процесс). Этот процесс возможен только теоретически, при условии, что изменение состояния пара будет происходить в сосуде с теплонепроницаемыми стенками. Обычно, кроме того, подразумевается, что отсутствуют также внутренний теплообмен и трение (рассматривается так называемый обратимый адиабатический процесс).

При адиабатическом расширении насыщенного пара будет происходить его увлажнение, а при адиабатическом сжатии — подсушивание, так как при расширении не сообщается нужного количества тепла для предотвращения конденсации, а при сжатии не отнимается тепло, вызывающее подсушку. Что же касается температуры, то она будет приобретать значения, соответствующие получаемым давлениям при сжатии или расширении пара.

У перегретого пара при адиабатическом расширении температура падает, а при сжатии повышается. Расширяясь адиабати-

чески, перегретый пар все больше приближается к состоянию насыщения, и в момент, когда его температура понизится до величины, соответствующей давлению сухого насыщенного пара, он переходит сначала в состояние сухого, а затем и влажного насыщенного пара.

Практически осуществить адиабатический процесс нельзя, так как от теплообмена и трения в реальных машинах избавиться не удается. Действительно происходящие в тепловых двигателях, в частности в паровых турбинах, тепловые процессы только приблизительно можно считать адиабатическими. Действительный процесс будет тем ближе к адиабатическому, чем меньше потери тепла в окружающую среду и потери на внешнее и внутреннее трение. В паровых турбинах эти потери сравнительно незначительны. Поэтому при изучении рабочего процесса турбин часто принимают, что процесс происходит в *идеальной турбине*, т. е. в такой воображаемой турбине, рабочий процесс которой протекает без упомянутых выше потерь, а потом вводят соответствующие поправки в расчеты.

5. Изменение состояния при изменяющихся давлении, температуре, объеме и при подводе или отводе тепла (политропический процесс). Этот процесс имеет место в практически существующих паровых машинах и турбинах, работа пара в которых всегда сопровождается потерями тепла в окружающую среду через металлические стенки трубопроводов, каналов и корпусов и притоком тепла за счет преобразующейся в теплоту работы трения, ударов и вихреобразования в паровой струе.

6. Процесс дросселирования. Этот процесс имеет место, например, при протекании пара через не полностью открытый вентиль. Во время прохода через узкую щель у седла вентиля пар при падении давления приобретает большую скорость, которая затем тратится на завихривание в выпускном патрубке вентиля. Энтальпия пара более низкого давления, полученного в результате дросселирования, равна энтальпии пара, подводимого к вентилю. Процесс дросселирования подробнее рассмотрен в гл. 3.

Все перечисленные изменения состояния пара очень наглядно изображаются на диаграмме состояний пара, так называемой *is-диаграмме*.

is-диаграмма и пользование ею

Из сказанного на стр. 25 вытекает, что, имея дело с сухим насыщенным паром, мы легко можем определить его энталь-

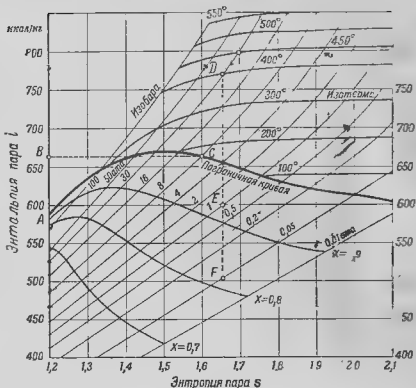


Рис. 1-16. *is-диаграмма для водяного пара*

пию по таблицам, если только нам известны его давление или температура. Для определения энтальпии влажного пара нужно знать дополнительно лишь его влажность.

Для определения энтальпии перегретого пара необходимо знать и давление, и температуру. Поэтому таблицы для перегретого пара (например, табл. 1-4) значительно более громоздки и не всегда учитывают возможные комбинации температур и давлений.

В практике работы с паровыми турбинами часто необходимо найти состояние пара (степень сухости x , энтальпию i и т. п.) после его расширения от известного начального состояния до конечного давления p_1 или же определить перепад тепла при этом расширении. Для определения состояния пара при данных параметрах или для определения перепада тепла при расширении пара от заданного начального состояния до заданного конечного состояния очень удобно пользоваться *is-диаграммой* для водяного пара.

Диаграмма построена так, что каждому состоянию пара на ней отвечает точка, а всякий процесс изменения состояния изображается линией, соединяющей точки, определяющие начальное и конечное состояние пара.

На *is-диаграмме* (рис. 1-16) по вертикальной оси в определенном масштабе отложены энтальпии i пара в ккал/кг. По горизонтальной оси отложены значения энтропии s водяного пара, представляющей собой некоторую вспомогательную условную величину, характеризующую состояние пара и выбранную таким образом, что процесс адиабатического изменения

состояния пара происходит без изменения величины энтропии¹ ($s=\text{const}$). Поэтому адиабатическое расширение пара изобразится на диаграмме вертикальной прямой (адиабатой); длина этой прямой соответствует разности энтальпий свежего и отработавшего пара в идеальной турбине, работающей, как указано выше, без теплообмена и трения. Эта разность энтальпий, обозначается буквой h и называется адиабатическим или располагаемым теплопадением (располагаемым перепадом тепла), а будучи выраженной в единицах работы, — работоспособностью пара.

Вся диаграмма разделена жирной кривой на две части, из которых верхняя представляет собой область перегретого пара, а нижняя — область насыщенного пара. Эта кривая называется пограничной кривой пара или линией насыщения и дает энтальпию сухого насыщенного пара при различных давлениях. На диаграмме нанесены еще следующие линии:

1. Кривые постоянного давления (изобары) (на рис. 1-16 от 0,01 до 100 *ата*).

2. Кривые постоянной температуры (изотермы) (на рис. 1-16 от 100 до 550 °С), имеющиеся только в области перегретого пара, так как в области насыщенного пара они совпадают с изобарами.

3. Кривые постоянной сухости (на рис. 1-16 — от $x=0,7$ до $x=1$), имеющиеся только в области влажного пара. Последняя из этих кривых совпадает с пограничной кривой, так как сухой насыщенный пар имеет $x=1$ при всех давлениях.

Диаграмма рис. 1-16 выполнена в небольшом масштабе и имеет только показательное значение; диаграммы, предназначенные непосредственно для пользования на практике, выполняются обычно в масштабе 1 мм = 1 *ккал/кг*. Покажем на нескольких примерах, как пользоваться *is*-диаграммой.

Пример 1-1. Найти энтальпию сухого насыщенного пара при давлении $p = 8$ *ата*.

Находим точку пересечения кривой постоянного давления, помеченной 8 *ата*, с пограничной кривой (точка *A* на рис. 1-16). Переносим эту точку на вертикальную ось влево, как показано пунктиром, и измеряем расстояние от полученной точки *B* до ближайшей снизу горизонтальной линии. Это расстояние на большой диаграмме будет равно 1 мм, что при масштабе диаграммы 1 мм = 1 *ккал/кг* соответствует 1 *ккал/кг*.

¹ Понятие «энтропия» не поддается определению в элементарной форме, виду чего мы не будем здесь останавливаться на этом вопросе и отсылаем интересующихся более подготовленных читателей к специальным курсам термодинамики.

Так как горизонталь имеет пометку 660, то искомая энтальпия пара h будет равна:

$$660 - 1 = 661 \text{ ккал/кг.}$$

По табл. 1-2 можно найти более точное значение энтальпии $h = 660,8$ *ккал/кг*.

Пример 1-2. Найти энтальпию перегретого пара $p = 30$ *ата* и $t = 450^\circ \text{C}$.

Находим точку пересечения линии постоянной температуры 450°С с линией постоянного давления 30 *ата* (точка *C* на рис. 1-16).

Измеряем расстояние на большой диаграмме до ближайшей снизу горизонтальной; оно будет равно 8 мм. Подобно предыдущему примеру находим.

$$i - 790 - 8 = 798 \text{ ккал/кг}$$

Пример 1-3. Пар, имеющий давление $p_0 = 16$ *ата* и температуру $t = 300^\circ \text{C}$, расширяется адиабатически, т. е. при неизменном значении энтропии. Требуется определить степень сухости x и энтальпию h пара в конце процесса расширения.

Находим точку пересечения линии постоянного давления 16 *ата* с линией постоянной температуры 300°С (точка *D* на рис. 1-16). Опускаем из этой точки вертикальную прямую до пересечения с линией постоянного давления 0,2 *ата* (точка *E*). Снеся эту точку на вертикаль влево, находим уже описанным способом энтальпию $h = 542$ *ккал/кг*. Степень сухости $x = 0,86$, так как точка *E* лежит на линии постоянной степени сухости $x = 0,86$.

Пример 1-4. Найти располагаемый перепад тепла при адиабатическом расширении пара с давлением $p_0 = 16$ *ата* и температурой $t = 300^\circ \text{C}$ до давления $p_1 = 0,2$ *ата*.

Методом, описанным в примере 1-2, находим, что энтальпия h_0 пара при заданных начальных давлении и температуре равна 725 *ккал/кг*. Энтальпия h_1 в конце процесса расширения уже определена нами в примере 1-3 и равна 542 *ккал/кг*. Следовательно,

$$h = h_0 - h_1 = 725 - 542 = 183 \text{ ккал/кг.}$$

Следует запомнить, что адиабатический перепад тепла выражается на *is*-диаграмме отрезком линии $s = \text{const}$, т. е. вертикальной прямой соединяющей точки, соответствующие начальному и конечному состояниям пара при расширении его в идеальной машине. Для данного примера это будет прямая *DE* на рис. 1-16 (пунктирная).

На *is*-диаграмме рис. 1-17, кроме кривых постоянного давления, постоянной температуры и постоянной степени сухости, нанесены пунктиром еще кривые постоянных объемов — изохоры (на рис. 1-17 — от 0,1 до 10 $\text{м}^3/\text{кг}$). Такие же кривые, но с меньшими интервалами значений, наносятся пунктиром или цветными линиями на диаграммах, предназначенных для практической работы. Удельный объем пара в $\text{м}^3/\text{кг}$ будет определяться той цифрой, которая соответствует линии постоянного объема, проходящей через точку, найденную по заданному давлению и температуре или давлению и влажности пара. Если, как это обычно бывает, эта точка лежит между двумя изохорами, то искомый удельный

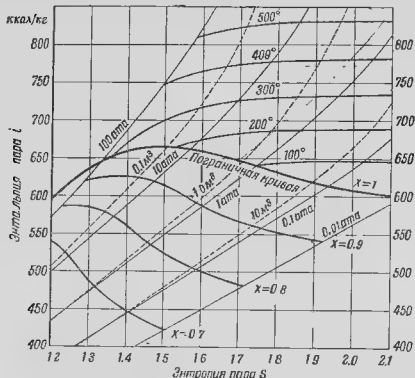


Рис. 1-17. i -диаграмма с линиями постоянных объемов

объем можно с достаточной для практических целей точностью определить, оценивая на глаз расстояние точки от ближайших изохор.

Пример 1-5. Определить удельный объем перегретого пара при $p = 14 \text{ ат}$ и $t = 280^\circ \text{C}$.

Находим на большой i -диаграмме, что точка, соответствующая этим параметрам, лежит на изохоре $v = 0,18 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Определение удельного объема пара до и после расширения необходимо при тепловом расчете турбины; в частности, мы с ним встретимся при расчете сопла.

На i -диаграмме хорошо видны преимущества пара высокого давления. Линии постоянной температуры (изотермы), которые в правой части диаграммы, соответствующей низким давлениям пара, почти горизонтальны, в левой части диаграммы при высоких давлениях резко изгибаются книзу. Если энтальпия пара при давлении 30 ат и температуре 450°C равна 798 ккал/кг (см. пример 1-2), то при той же температуре пар с давлением 100 ат имеет энтальпию 774,7 ккал/кг, т. е. для получения его в котельной установке придется при одинаковой температуре питательной воды затратить тепла на 798 - 774,7 = 23,3 ккал/кг меньше; при этом располагаемый теплоперепад пара высокого давления, несмотря на меньшую начальную энтальпию, будет больше. Например, при расширении пара до давления 0,05 ат при начальном давлении 30 ат и температуре 450°C мы имеем теплоперепад 798 - 515 = 283 ккал/кг, а при начальных параметрах 100 ат и 450°C

получим 774,7 - 168 = 606,7 ккал/кг, расширяя пар до того же давления 0,05 ат.

Таким образом, с повышением начальных параметров пара давления и температуры располагаемый перепад тепла, т. е. количество тепла, могущее быть использованным для получения механической энергии, растет быстрее чем количество тепла, расходуемое на потуге пара. Это обуславливает высокую экономичность установок, работающих на паре с высокими параметрами.

В соответствии с решениями XVIII съезда ВКП(б) наша энергетика уже ряд лет развивается по линии широкого внедрения высокого давления и температуры пара.

Содержание понятий «высокое давление» или «высокие параметры» пара менялись с течением времени. В двадцатых годах текущего столетия высоким считалось давление 16—18 ат; по нормам 1920 г. на паровые турбины высоким считалось любое давление выше 25 ат; для ТЭЦ высокого давления, построенных в СССР в первую пятилетку, было принято давление 60 ат, которое в то время считалось весьма высоким. По ГОСТ 3618-47 умеренными параметрами пара для турбин являлись 35 ат, 435°C и высокими 90 ат, 480°C , причем предусматривалось повышение температуры до 500°C .

По действующему в настоящее время ГОСТ 3618-58 предусмотрены три ступени параметров: 35 ат и 435°C ; 90 ат и 535°C и 130 ат и 565°C , из которых высокими параметрами можно считать только последнюю ступень.

Эти параметры отнюдь не являются предельными для современного уровня развития техники. Уже ряд лет работает наиболее экономичная в СССР мощная конденсационная электростанция с турбогенераторами по 150 000 кет (рис. 4-38), начальные параметры которой составляют 170 ат и 550°C . Пущены в эксплуатацию первые агрегаты с параметрами 240 ат и 580°C .

Переход от умеренных параметров пара (30 ат и 420°C и 40 ат и 440°C) к высоким параметрам (130 ат и 565°C) дает экономию в расходе топлива порядка 15—20%.

Однако это еще не предел и повышение параметров до 250 ат и 600 ат и 600 ат даст дополнительную существенную экономию топлива.

Высокие начальные параметры пара, не меняя принципиально устройство турбины, предъявляют ряд требований к конструкции и материалам, обеспечивающим длительную надежную работу установок в условиях высоких температур и напряжений.

Контрольные вопросы и задачи

- 1 Что называется параметрами пара?
- 2 Какое давление покажет манометр, установленный на котле, абсолютное давление пара в котором равно 30 *атм*?
- 3 По показанию манометра на одном из котлов вашей электростанции и по табл. 12 (стр. 27) определите температуру насыщенного пара в этом котле.
- 4 Термометр показывает температуру пара в паропроводе 200° С, а манометр — давление 10 *атм*. Определите состояние пара (насыщенный или перегретый?)
- 5 Влажный насыщенный пар при входе в конденсатор имеет параметры $p = 0,06$ *атм* и $x = 0,90$. Определите температуру и энтальпию этого пара
- 6 Вода, нагревая до 231° С, находится под давлением 29 *атм*. Происходит ли паробразование?
- 7 Какой тепловой процесс называется адиабатическим? Можно ли осуществить его в практически работающей машине?
8. Что называется идеальной турбиной?

9. Для какой цели служит *is* диаграмма?
10. Что изображает пограничная кривая на *is* диаграмме?
11. Определите по *is*-диаграмме энтальпию пара при $p = 18$ *атм* и $t = 350^\circ$ С
12. Определите по *is*-диаграмме располагаемый перепад тепла при адиабатическом расширении пара с начальным давлением $p_0 = 400^\circ$ С до конечного давления $p_1 = 0,04$ *атм*, а также степень сухости пара в конце расширения
13. Определите по *is* диаграмме удельный объем пара при давлении 20 *атм* и температуре 325° С.
14. Турбина работает свежим паром при $p_0 = 30$ *атм* и $t_0 = 375^\circ$ С. По недосмотру котельного персонала температура пара снизилась до 340° С. Насколько уменьшилась при этом начальная энтальпия пара? Насколько уменьшился располагаемый перепад тепла при адиабатическом расширении до 0,06 *атм*?
15. Чем обуславливается выгодность применения пара высоких параметров?

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

ПРЕВРАЩЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В КИНЕТИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ

Как было указано ранее, часть тепловой энергии пара при его расширении превращается в работу. Для использования работы расширения пара служат поршневые паровые машины и паровые турбины.

Принцип действия этих машин различен. В паровых машинах совершаемая паром при его расширении работа передается поршню 1 (рис. 2-1), скользящему в цилиндре 2, и от поршня через шток 3 — шатунно-кривошипному механизму, который преобразует прямолинейное движение поршня во вращательное движение вала машины. При этом используется упругость пара, давящего на поршень и заставляющего его перемещаться в цилиндре, производя при этом механическую работу.

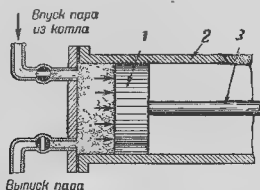


Рис. 2-1. Схема действия поршневой паровой машины.

1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — шток, передающий работу поршня.

В паровых турбинах (рис. 2-2) потенциальная энергия пара при его расширении в соплах 4 преобразуется в кинетическую энергию движущегося с большой скоростью пара. Струя пара направляется на изогнутые лопатки 3, закрепленные по окружности диска или барабана 2, насаженного на вал 1. Воздействие струн на лопатки приводит вал во вращение.

Для того чтобы преобразовать потенциальную энергию пара в кинетическую энергию, нужно дать ему выход из котла или паропровода, где он находится под давлением, через сопло в пространство с меньшим давлением;

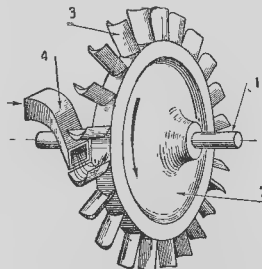


Рис. 2-2. Схема устройства простой активной турбины

1 — вал; 2 — диск; 3 — лопатки; 4 — сопло



Рис. 2-3 Номограмма для определения скорости пара при известной энтальпии

пар будет выходить струей со скоростью, которая может быть очень большой.

Скорость истечения пара зависит от его давления и температуры до расширения, от давления в пространстве, куда он вытекает (противодавления), и от формы канала (сопла), через который он вытекает. Чем выше были до расширения давление пара и его температура и чем ниже противодавление, тем большую скорость истечения мы можем получить, выпуская пар через сопло соответствующей формы.

Геометрические размеры и степень шероховатости стенок сопла также влияют на скорость истечения пара.

Величина возможной скорости истечения пара определяется прежде всего разностью энтальпий пара до и после расширения.

В примере 1-4 на стр. 33 мы определили, что при адиабатическом расширении пара, имеющего давление $p_0 = 16$ ата и температуру $t = 300^\circ \text{C}$, до давления $p_1 = 0,2$ ата его энтальпия уменьшается на 183 ккал/кг, т. е. каждый килограмм пара теряет 183 ккал теплоты.

Куда же девается эта теплота? Согласно закону сохранения энергии она не может бесследно исчезнуть; именно эти 183 ккал тепловой энергии и превращаются в кинетическую энергию вытекающего пара.

Закон превращения тепловой энергии в кинетическую можно выразить следующими словами:

Приобретенная 1 кг пара кинетическая энергия всегда эквивалентна уменьшению энтальпии пара при его расширении.

При этом мы подразумеваем, что процесс расширения протекает без внешних потерь

теплоты и без дополнительного сообщения ее расширяющемуся пару извне.

Из сказанного ясно, что чем больше будет перепад тепла, тем большее количество тепловой энергии превратится в кинетическую энергию, которая на лопатках турбины может быть превращена в механическую работу.

Количество кинетической энергии, которое мы получим при расширении 1 кг пара, можно определить по формуле, вывод которой дается в курсах теоретической механики:

$$E = \frac{c^2}{2g} = \frac{c^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{c^2}{19,62} \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

где E — количество кинетической энергии, кг · м;

c — скорость пара, м/сек;

g — ускорение свободно падающего тела, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$.

С другой стороны, мы знаем, что при расширении 1 кг пара от p_0 до p_1 перепад пла будет равен $i_0 - i_1$.

Пользуясь понятием о механическом эквиваленте тепла (стр. 16), мы можем написать, что работа 1 кг пара при его расширении будет равна:

$$W = 427(i_0 - i_1) \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где 427 — механический эквивалент тепла.

Но должно быть $E = W$. Следовательно, можно написать равенство:

$$\frac{c^2}{19,62} = 427(i_0 - i_1)$$

и определить из него скорость пара

$$c^2 = 427 \cdot 19,62(i_0 - i_1)$$

или

$$c = 91,5 \sqrt{(i_0 - i_1)} \text{ м/сек}. \quad (3)$$

Пример 2-1. В примере 1-4 на стр. 33 энтальпия пара при начальном давлении $p_0 = 16$ ата и температуре $t = 300^\circ \text{C}$ определена по i -диаграмме и равна $i_0 = 725 \text{ ккал/кг}$. Конечная энтальпия пара при расширении до давления $p_1 = 0,2$ ата определена в примере 1-3 (стр. 33) и равна:

$$i = 542 \text{ ккал/кг}.$$

Перепад тепла равен.

$$(i_0 - i_1) = 183 \text{ ккал/кг}.$$

Следовательно, скорость пара

$$c = 91,5 \sqrt{183} = 1237 \text{ м/сек}.$$

При извлечении квадратных корней очень удобно пользоваться таблицами для быстрых математических подсчетов, имеющимися в технических справочниках; по этим таблицам можно сразу получить готовый результат

Для ориентировочного определения скорости истечения по известному значению теплопадения $h = (i_0 - i_1)$ можно воспользоваться

номограммой рис. 23, где слева от прямой написаны значения теплопадеий h , а справа даны соответствующие им значения скорости

$$c = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1} \text{ м/сек.}$$

КРИТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ И КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ

Первые попытки изобретателей¹, еще не изучивших процесса расширения пара, построить промышленно пригодную паровую турбину натолкнулись на следующее затруднение: оказывается, что если сосуд, в котором находится пар под давлением, снабдить расширяющейся трубкой (соплом) цилиндрической или иной формы (рис. 2-4), через которую будет происходить истечение пара в пространство с меньшим давлением, то пар в этой трубке будет терять давление и приобретать скорость, но только до определенного предела; в случае сухого насыщенного пара у выхода из трубки давление его не может быть меньше 0,58 (точнее, 0,577) начального давления. Это давление называется критическим давлением. Соответственно этому давлению мы получим и некоторую предельную скорость истечения, которая называется критической скоростью. Для перегретого пара критическое давление равно 0,546 от начального давления².

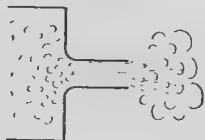


Рис. 2-4. Истечение пара через сопло с постоянным сечением по всей длине.

Таким образом, если в нашем сосуде находится сухой насыщенный пар при давлении $p_0 = 10 \text{ ата}$, а выпускаем мы его в атмосферу, то в конце пара мы получим давление

$$p_1 = 10 \cdot 0,58 = 5,8 \text{ ата,}$$

¹ Изобретение паровой турбины нельзя приписать отдельному человеку. Она создана трудами большого числа исследователей и изобретателей, многие из которых остались неизвестными. Попытки создания турбины имеют большую давность. Известно, в частности, что в России в этом направлении успешно работал талантливый самоучка Полликарп Задесов, строивший в начале XIX века на Алтае действующие модели турбин.

² Здесь и далее мы не будем делать различия между критическим давлением действительным и теоретическим. Все цифры строго относятся лишь к теоретическому критическому давлению.

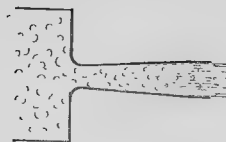


Рис. 2-5. Истечение пара через расширяющееся сопло.

т. е. мы используем для превращения в скоростной напор перепад давлений, а не только

$$10 - 5,8 = 4,2 \text{ ата.}$$

Дальше, выйдя из устья сопла, пар, расширяясь уже в атмосфере, будет клубиться и увеличения скорости движения его в направлении оси сопла почти не произойдет. Следовательно, пользоваться цилиндрическим (нерасширяющимся) соплом целесообразно только тогда, когда начальное давление пара не превышает примерно двойного давления в пространстве, куда он вытекает; например, при выпуске пара в атмосферу рабочее давление перед соплом не должно превышать 1,8 ата.

Если отношение давлений перед и за трубкой больше 1,8, то для полного преобразования энергии давления в скоростную энергию нужно, чтобы трубка (сопло) имела после узкого сечения расширяющуюся часть (рис. 2-5).

Отличительная особенность расширяющегося сопла заключается в том, что давление пара у выхода из сопла может быть доведено до давления среды, в которую он вытекает. При этих условиях пар вытекает из сопла со сверхкритической скоростью и идет ровной струей, вся энергия которой может быть использована на лопатках турбины. Расширяющееся сопло дает возможность использовать любые перепады давлений, полностью преобразовывая в пределах данного перепада давлений потенциальную энергию пара в кинетическую энергию.

МОЩНОСТЬ И К. П. Д. ТУРБИНЫ

Определим теперь, какую же мощность мы можем получить от турбины при расширении пара в ней.

Теплота, отдаваемая D килограммами пара в турбине, будет равна:

$$Q = D(i_0 - i_1) \text{ ккал.} \quad (1)$$

Следовательно, работа, которую мы можем получить:

$$W = 427 \cdot D(i_0 - i_1) \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Ориентировочные значения η_{0e}

Мощность турбины N_e , <i>квт</i> . . .	5	50	500	1 000	2 000	5 000	10 000	25 000	50 000	100 000
Коэффициент полезного действия, η_{0e}	0,20	0,41	0,66	0,725	0,77	0,80	0,82	0,83	0,845	0,865

Если D является расходом пара за 1 ч, то мощность турбины в лошадиных силах будет:

$$N_{л.с.} = \frac{427 \cdot D (i_0 - i_1)}{75 \cdot 3600} \text{ л. с.},$$

так как 1 л. с. равна $75 \text{ кг} \cdot \text{м/сек}$, или $75 \times 3600 \text{ кг} \cdot \text{м/ч}$.

Разделив и числитель и знаменатель на 427, получим:

$$N_{л.с.} = \frac{D (i_0 - i_1)}{632} \text{ л. с.} \quad (5)$$

Для того чтобы выразить мощность в киловаттах, нужно разделить равенство (5) на 1,36, так как 1 *квт* = 1,36 л. с. Тогда

$$N_{квт} = \frac{D (i_0 - i_1)}{860} \text{ квт}. \quad (6)$$

Отсюда мы можем определить часовой расход пара турбиной

$$D = \frac{850 \Lambda}{(i_0 - i_1)} \cdot \text{кг/ч} \quad (7)$$

и удельный расход d , т. е. расход пара на 1 *квт* · ч,

$$d = \frac{D}{N} = \frac{860}{(i_0 - i_1)} \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}. \quad (8)$$

Если под $(i_0 - i_1)$ подразумевается адиабатическое теплопадение, то все вышеизложенное справедливо лишь для идеальной турбины. Используемое для получения работы в реальном турбине теплопадение будет меньше адиабатического на величину внутренних потерь турбины; кроме того, будут внешние механические потери¹. Все эти потери учитываются к. п. д. турбины. Мощность на валу турбины действительная (эффективная) будет:

$$N_e = \eta_{0e} N = \eta_{0e} \frac{D (i_0 - i_1)}{860} \text{ квт} \quad (9)$$

и расход пара

$$D = \frac{860 \cdot N_e}{\eta_{0e} (i_0 - i_1)} \text{ кг/ч}. \quad (10)$$

Соответственно и удельный расход пара будет равен:

$$d_e = \frac{D}{N_e} = \frac{860}{\eta_{0e} (i_0 - i_1)} \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}. \quad (11)$$

В формулах (9) — (11) η_{0e} есть так называемый относительный эффективный к. п. д., представляющий собой отношение действительной мощности, полученной на валу турбины, к теоретической мощности идеальной турбины, работающей без потерь:

$$\eta_{0e} = \frac{N_e}{N}. \quad (12)$$

Величина этого к. п. д. зависит от мощности турбины, ее конструктивных особенностей и от параметров пара (см. таблицу 2-1).

Относительный эффективный к. п. д. турбины может быть определен из формулы (11):

$$\eta_{0e} = \frac{860}{d_e (i_0 - i_1)}. \quad (13)$$

Для существующей турбины удельный расход пара можно определить испытанием турбины, а располагаемый перепад тепла $(i_0 - i_1)$ найти по *is*-диаграмме.

Пример 2-2. Нужно определить мощность в киловаттах и удельный расход пара небольшой турбины; известны следующие данные:

Начальное давление пара $p_0 = 20 \text{ атм}$
Начальная температура пара $t_0 = 300^\circ \text{C}$
Конечное давление пара (давление в конденсаторе) $p_1 = 0,1 \text{ атм}$
Часовой расход пара $D = 5000 \text{ кг/ч}$
Относительный эффективный к. п. д. $\eta_{0e} = 0,75$
Находим по *is* диаграмме, что начальная энтальпия $i_0 = 722 \text{ ккал/кг}$ и конечная энтальпия при адиабатическом расширении $i_1 = 512 \text{ ккал/кг}$.

Тогда

$$\begin{aligned} N_e &= \eta_{0e} \frac{D (i_0 - i_1)}{860} = \\ &= 0,75 \cdot \frac{5000 \cdot (722 - 512)}{860} = 915 \text{ квт} \end{aligned}$$

Удельный расход пара

$$d_e = \frac{860}{\eta_{0e} (i_0 - i_1)} = \frac{860}{0,75 \cdot (722 - 512)} = 5,45 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}.$$

Коэффициент полезного действия турбогенератора в целом определяется отношением мощности N_e , полученной на шинах генератора, к мощности N идеальной турбины и называется относительным электрическим к. п. д. $\eta_{0э}$:

$$\eta_{0э} = \frac{N_e}{N}.$$

¹ Подробнее о потерях см. стр. 53 и дальше.

Ориентировочные значения η_p

Мощность генератора, тыс. кВт	1,0	2,5	4,0	6,0	12	25	50	100
Коэффициент полезного действия генератора при $\cos \varphi = 0,8$	0,94	0,952	0,955	0,96	0,963	0,967	0,971	0,99

Другое выражение для относительного электрического к. п. д.

$$\eta_{\text{от}} = \eta_{\text{ог}} \cdot \eta_{\text{г}}$$

где $\eta_{\text{г}}$ — к. п. д. генератора, равный от 0,94 для небольших машин до 0,99 для современных машин большой мощности (см. табл. 2-2)

ДВА ПРИНЦИПА РАБОТЫ ПАРА В ТУРБИНЕ

Из сказанного выше вытекает, что, используя расширение пара в турбине, мы можем получить механическую работу, эквивалентную располагаемому перепаду тепла за вычетом потерь. Процесс преобразования тепловой энергии в механическую работу может происходить различным образом в зависимости от типа турбины.

Турбины, у которых расширение пара происходит только в неподвижных соплах до вступления его на рабочие лопатки, называются *активными турбинами*.

Турбины, у которых расширение пара совершается не только до вступления его на рабочие (подвижные) лопатки, но и во время прохождения между ними, называются турбинами, работающими с реакцией. Если теплопадение в соплах составляет примерно половину общего теплопадения (или меньше), турбину принято называть *реактивной*.

Независимо от того, по активному или реактивному принципу работает турбина, суть явлений будет оставаться одинаковой: если направить струю пара, вытекающую из сопла, на лопатки, посаженные на диск, то диск начнет вращаться под ее действием.

Струя жидкости, направленная на лопатку, оказывает на нее давление, которое зависит от расхода жидкости, скорости ее при входе на поверхность и при выходе с нее, формы поверхностей лопатки, угла направления струи относительно этой поверхности и разности давлений жидкости перед и за лопаткой. При этом вовсе не требуется, чтобы струя ударяла о лопатку; наоборот, этого нужно всегда избегать и стремиться к тому, чтобы поток не ударял о лопатку, а плавно ее обтекал.

Дело в том, что при обтекании паром лопаток, так же как при обтекании воздухом крыла самолета, с обеих сторон поверхности лопатки образуется разное давление: с вогнутой стороны давление всегда выше, чем с выпуклой. Вследствие этого получается сила, действующая на лопатку с вогнутой стороны; она заставляет лопатки перемещаться и совершать работу. «Отцом русской авиации» профессором Н. Е. Жуковским установлены основные законы для определения «подъемной силы» крыла самолета, обтекаемого воздухом; применение этих законов помогает конструкторам современных турбин создавать наилучшие профили лопаток, обеспечивающие малые потери.

Однако при элементарном изучении преобразования энергии в турбине и конструкций турбин удобнее и нагляднее разделять и рассматривать особо активные и реактивные ступени и происходящие в них процессы. При этом часто вводятся еще некоторые упрощения; в частности, поток пара в соплах и между лопатками рассматривается в ряде случаев как некоторая сплошная струя несжимаемой жидкости, имеющая одинаковые скорости и давления в любой точке входного или выходного сечения.

Ниже рассмотрим подробнее, как работают активная и реактивная ступени турбины.

АКТИВНЫЙ ПРИНЦИП

Кинетическая энергия или, что то же, живая сила поступательно движущегося тела выражается уравнением

$$E = \frac{mv^2}{2},$$

где m — масса тела;

v — скорость его движения.

Так как кинетическая энергия тела пропорциональна квадрату скорости его движения, то даже тела с очень малой массой, но движущиеся с большими скоростями могут обладать большой кинетической энергией. С другой стороны, кинетическая энергия чрезвычайно быстро уменьшается при уменьшении скорости движения тела. По закону сохранения энергии *всякое тело, движущееся с некоторой скоростью и задержанное в своем*

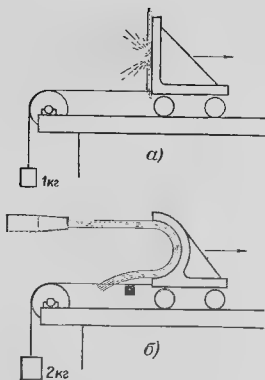


Рис. 2-6 Пример действия струи на поверхности разной формы.

движении, должно отдать при этом всю ту энергию, которую нужно было затратить, чтобы сообщить ему скорость, с которой оно двигалось.

При ударе струи о плоскую поверхность, перпендикулярную направлению движения струи, можно предположить два возможных случая:

а) Поверхность закреплена неподвижно; тогда кинетическая энергия задержанной в сбоем движении струи частично превратится в тепловую энергию, а частично будет расходоваться на отбрасывание частиц жидкости в стороны и в обратном направлении, на образование вихрей в струе и на разрушение поверхности. Никакой полезной работы при этом не будет совершено вследствие неподвижности поверхности.

б) Поверхность может перемещаться (рис. 2-6, а); тогда кинетическая энергия частично превратится в работу перемещения поверхности, которую можно полезно использовать, а частично будет затрачена бесполезно (как и при неподвижной поверхности).

Очевидно, что в паровой турбине потеря энергии, т. е. та часть энергии, которая не превращается в полезную работу, должна быть минимальной; кроме того, струя пара не должна повреждать поверхностей лопаток, на которые она направлена. Достигнуть этого при ударном действии струи нельзя; форма лопаток турбины должна быть выбрана такой, чтобы струя пара, выходящая из сопла, плавно вступала на лопат-

ки и передавала им наибольшую возможную часть своей энергии.

Путем расчета и опытов было найдено, что поверхности тела, на которую направлена струя, следует придать такую форму, чтобы направленная на него струя совершала поворот и меняла направление своего движения на прямо противоположное (рис. 2-6, б).

Законы механики так объясняют взаимодействие между струей и предметом. На предмет (лопатку) действует со стороны движущейся криволинейно струи центробежная сила; она распределена по поверхности лопатки, оказывает на нее давление и заставляет перемещаться и совершать работу.

На рис. 2-7 изображена полукруглая лопатка. Предположим, что на нее направлена струя пара. Каждая частица пара действует на лопатку с силой, равной центробежной силе и направленной по нормали к поверхности лопатки, т. е. по линии, соединяющей центр A полукруглости лопатки с центром тяжести частицы. Рассмотрим три такие частицы a , b и c . Центробежные силы P , возникающие от частиц a и c , по законам механики можно разложить на силы P_1 , направленные вертикально, и на силы P_2 , направленные горизонтально. Вертикальные силы P_1 направлены во взаимно противоположные стороны и, будучи равными по величине, взаимно уничтожаются, т. е. не оказывают влияния на движение лопатки.

Горизонтальные силы P_2 становятся тем больше, чем ближе частица расположена к точке B , в которой $P_2 = P$, а $P_1 = 0$. Сумма сил P_2 представляет собой ту силу, которая заставляет перемещаться лопатку вправо; помножив эту силу на путь, пройденный лопат-

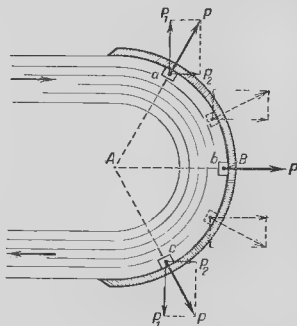


Рис. 2-7. Схема действия центробежных сил паровой струи на лопатку

кой, мы получим полезную работу, совершенную струей пара. При каких условиях эта работа будет как можно больше, мы рассмотрим ниже¹.

На практике струя обычно направлена под некоторым углом к направлению движения лопаток (рис. 2-8). Профили лопаток не представляют собой полуокружностей; они образуются отрезками кривых и прямых линий так, чтобы было обеспечено безударное вступление струи пара и высокое использование ее скорости.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС АКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

На рис. 2-8 изображен в схематическом виде разрез простейшей активной турбины. В верхней части этого рисунка нанесены кривые, определяющие давление и скорости пара перед соплами, за соплами и за рабочими лопатками.

Свежий пар с давлением p_0 и скоростью c_0 поступает в сопло 4 и расширяется в нем до давления p_1 ; при этом скорость струи пара возрастает до величины c_1 . С этой скоростью струя подходит к рабочим лопаткам 3 и, воздействуя на лопатки, заставляет диск 2 и вал 1 вращаться, производя механическую работу.

По выходе из рабочих лопаток струя имеет скорость c_2 (выходную скорость) меньшую, чем c_1 , так как кинетическая энергия преобразуется в механическую работу. Хотя давление в различных местах криволинейного канала, образованного рабочими лопатками, неодинаково, но при входе в канал и при выходе из него оно одинаково, так как каналы между лопатками имеют одинаковое сечение по длине и в них не происходит добавочного расширения пара². Отработавший пар с давлением $p_2 = p_1$ уходит из турбины через выпускной патрубок 6.

Таким образом, мы видим, что активная турбина имеет следующую характерную особенность: падение давления пара происходит только в сопле (или в соплах, если их несколько); давление

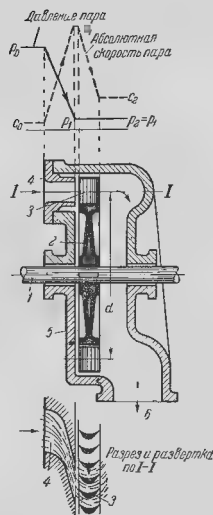


Рис. 2-8. Схематический разрез одноступенчатой активной турбины

1 — вал; 2 — диск; 3 — лопатки; 4 — сопло; 5 — корпус; 6 — выпускной патрубок

пара при входе на лопатки и при выходе с них одинаково.

НЕОБХОДИМАЯ СКОРОСТЬ НА ОКРУЖНОСТИ ТУРБИННОГО ДИСКА

Нетрудно сообразить, что если лопатка (рис. 2-7) движется под действием какой-либо внешней силы с той же самой скоростью, что и направленная на нее струя пара, то она не оказывает струе какого-либо сопротивления и не забирает у нее хотя бы части ее скоростной энергии. Такое же явление получится, если скорость лопатки будет больше скорости струи; в этом случае лопатка просто уйдет вперед, обгоняя струю.

Вообразим теперь, что лопатка закреплена в неподвижном состоянии; тогда струя пара, направленная на изогнутую поверхность лопатки, не совершит работы ее передвижения, а переменит направление своего движения на обратное и уйдет с лопатки с той скоростью, с какой она на нее вступила, если не считать небольших потерь на трение о поверхность лопатки; следовательно, кинетическая энергия струи останется неиспользованной.

¹ Рис. 2-7 даст упрощенную схему действия сил на лопатку. В действительности, как отмечено выше, сила P , действующая на лопатку, определяется разностью давлений с вогнутой и выпуклой ее сторон.

² Практически, как мы увидим ниже, сечения каналов между лопатками активных турбин приходится выполнять несколько возрастающими по направлению течения пара; это вызывается тем обстоятельством, что вследствие трения и ударов при протекании паровой струи между лопатками теплосодержание пара несколько возрастает (стр. 53); следовательно, для того чтобы давление его оставалось неизменным, необходимо постепенное увеличение сечения канала³.

Рассмотрим теперь такой пример: допустим, что скорость подтекания струи пара равна 500 м/сек, а скорость лопатки равна 250 м/сек; в этом случае струя вступит на лопатку с относительной скоростью¹ в 250 м/сек и, изменив направление своего движения на обратное, уйдет с лопатки со скоростью также 250 м/сек относительно лопатки.

Но так как лопатка движется вперед со скоростью 250 м/сек, то скорость обратного движения струи равна и противоположна по направлению скорости лопатки и по отношению к какой-либо неподвижной точке пространства будет равна нулю.

Из сказанного можно сделать тот вывод, что для полного использования кинетической энергии пара *скорость движения лопатки активной турбины должна быть в 2 раза меньше скорости истечения струи пара из сопла*.

Лопатки паровых турбин закреплены на ободах дисков. Поэтому движение их происходит не в прямолинейном направлении, а по окружности. Скорость движения лопатки определяется числом оборотов диска и его диаметром. Очевидно также, что скорость внешних концов лопаток будет больше, чем скорость их хвостов, закрепленных в ободу диска. При исследовании рабочего процесса турбин принято считать за скорость движения лопаток окружную скорость точек, лежащих на окружности с диаметром d (рис. 2-8), т. е. скорость точек, расположенных в середине рабочей части лопаток по высоте. Диаметр d принято называть средним диаметром, а определяемую им окружность — средней окружностью лопаточного венца.

Тогда скорость лопатки

$$u = \frac{\pi d n}{60} \text{ м/сек,}$$

где n — число оборотов в минуту, а d взято в метрах.

Вышесказанное, однако, не вносит изменений в вывод, который мы сделали о наивыгоднейшей скорости движения лопаток, что нетрудно доказать математически. Допустим по-прежнему, что направление движения струи при входе на лопатку совпадает с направлением движения лопатки, а при выходе струя направляется в прямо противоположную сто-

рону (это соответствует рис. 2-7 и не соответствует рис. 2-8). Кроме того, допустим, что течение происходит без потери энергии. Обозначим скорость движения лопатки (т. е. скорость на средней окружности лопаточного венца) через u , а абсолютную скорость истечения струи из сопла (т. е. скорость струи относительно неподвижных предметов) — через c_1 . Со скоростью c_1 струя входит на лопатку.

Относительная скорость входа струи на лопатку будет равна

$$w_1 = c_1 - u, \quad (14)$$

так как лопатка и струя движутся в одну сторону

При прохождении по лопатке струя меняет направление на противоположное, но относительная скорость ее не меняется, так как в каналах между лопатками активной турбины не происходит расширения пара. Поэтому относительная выходная скорость

$$w_2 = w_1, \quad (15)$$

а абсолютная выходная скорость

$$c_2 = w_2 - u. \quad (16)$$

Из формул (14) и (15) мы можем получить:

$$w_2 = c_1 - u.$$

Подставив это выражение в формулу (16), получим:

$$c_2 = c_1 - u - u = c_1 - 2u.$$

Как мы уже говорили, кинетическая энергия пара будет полностью использована, если абсолютная скорость пара при выходе с лопатки равна нулю, т. е. если

$$c_2 = c_1 - 2u = 0.$$

Это условие будет соблюдено, если $c_1 = 2u$, или, что то же,

$$u = \frac{c_1}{2} \quad \text{или} \quad \frac{u}{c_1} = \frac{1}{2},$$

т. е. окружная скорость лопатки теоретически должна быть равна половине абсолютной скорости истекающей струи.

Это условие справедливо для случаев, когда направление движения лопатки и направление струи совпадают, как на рис. 2-7. Если же, как обычно бывает в паровых турбинах, струя пара направлена под некоторым углом к направлению движения лопатки (пло-

¹ Напомним, что относительной скоростью называется скорость движущегося тела относительно другого движущегося тела, рассматриваемого как неподвижное. Очевидно, что относительная скорость движущегося тела равна разности между его скоростью и скоростью другого движущегося тела, если их движение происходит в одном направлении.

скости вращения), то наимыгоднейшее значение отношения $\frac{u}{c_1}$ будет несколько меньше (около 0,45); к этому вопросу мы еще вернемся ниже (стр. 62).

Очевидно также, что в реально существующей турбине выходная скорость c_2 не может быть равна нулю, так как струя пара должна уходить с лопатки в атмосферу или в конденсатор. Однако эту скорость стремятся сделать минимальной.

Скорость истечения пара из сопла, как мы уже говорили, зависит от разности его начальной и конечной энтальпии. Чем больше перепад тепла при расширении пара, тем больше скорость его истечения. Современные котельные установки строятся для давлений 35–90 *ата* и выше (до 300 *ата*), выпускают же отработавший в турбине пар обычно в конденсатор, где давление держат возможно более низким. Если бы соответствующий теплоперепад был использован сразу для получения скорости, ее значения превосходили бы 1000 *м/сек*; например, при расширении насыщенного пара от сравнительно невысокого давления 10 *ата* до давления, равного 0,1 *ата* (в конденсаторе), скорость истечения достигает 1167 *м/сек*, т. е. будет значительно больше скорости полета пули, выпущенной из винтовки. При применении перегретого пара скорости истечения получаются еще большими, так как возрастают располагаемые перепады тепла.

Для наимыгоднейшего использования кинетической энергии пара скорость u на средней окружности лопаточного венца должна быть, как мы показали, только в 2 раза меньше скорости c_1 истечения пара из сопла. Так, для скорости истечения пара $c_1 = 1200$ *м/сек* скорость u на средней окружности лопаточного венца должна равняться 600 *м/сек*. Такую высокую окружную скорость осуществить в турбине пока невозможно, так как еще не существует материалов, могущих выдержать колоссальные напряжения от центробежной силы, развивающиеся при окружных скоростях, значительно превышающих 400 *м/сек*. Отступление же от наимыгоднейшего отношения $\frac{u}{c_1}$ вызывает сильное снижение к. п. д. турбины.

Таким образом, в одноступенчатой турбине можно использовать с хорошим к. п. д. лишь сравнительно небольшие теплопадения.

В турбинах с небольшими расходами и высокими скоростями пара приходится применять диски небольшого диаметра для того, чтобы не получить слишком низкими рабочие

лопатки. К тому же диски малого диаметра легче изготовить лучшего качества. Но при малых диаметрах диска и высоких окружных скоростях получается высоким число оборотов; например, если $u = 350$ *м/сек*, а диаметр $d = 350$ мм, должн быть $n = 19\,100$ об/мин; при $u = 350$ *м/сек* и $d = 200$ мм $n = 33\,400$ об/мин.

Но лишь немногие мелкие машины требуют столь высоких чисел оборотов, большинство же приводимых турбинами машин (генераторы, насосы и т. п.) требует числа оборотов порядка 3000 об/мин и ниже, а следовательно, между высокооборотной турбиной и вращаемой ею машиной приходится вводить понижающую зубчатую передачу (редуктор); при этом размеры передачи нередко превышают размеры самой турбины (рис. 2-9), а к. п. д. установки понижается за счет механических потерь в редукторе.

Хотя к. п. д. современного зубчатого редуктора очень высок (96–98%), применение его целесообразно для крупных турбин только в особых условиях.

На электростанциях зубчатые редукторы почти не применяются, но они нашли широкое применение на кораблях, так как для гребных винтов необходимо очень низкое число оборотов (от 100 до 500 об/мин), а турбина с таким числом оборотов получилась бы громадных размеров.

Невысокий к. п. д. и некоторые конструктивные трудности ограничивают мощность одноступенчатых турбин величиной 500–800 *квт*.

Одноступенчатые турбины, однако, весьма просты и надежны в работе, и они часто применяются для привода вспомогательных механизмов, экономичность которых не имеет существенного значения.

Повышения экономичности турбины, работающей при большом теплопадении с умеренными окружными скоростями, можно достигнуть путем:

- 1) применения ступеней давления;
- 2) применения ступеней скорости.

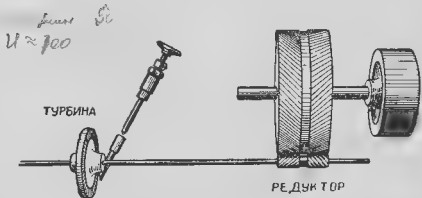


Рис. 2-9. Соотношение между размерами высокооборотной одноступенчатой турбины и редуктора.

СТУПЕНИ ДАВЛЕНИЯ

Идея ступеней давления заключается в следующем: вместо того чтобы вести расширение пара от давления в котле до противодавления в один прием, можно разделить этот процесс на части или ступени, используя в каждой ступени небольшие перепады давления. Подобного рода устройство, примененное для водяной турбины, изображено на рис. 2-10, рассмотрим его подробно.

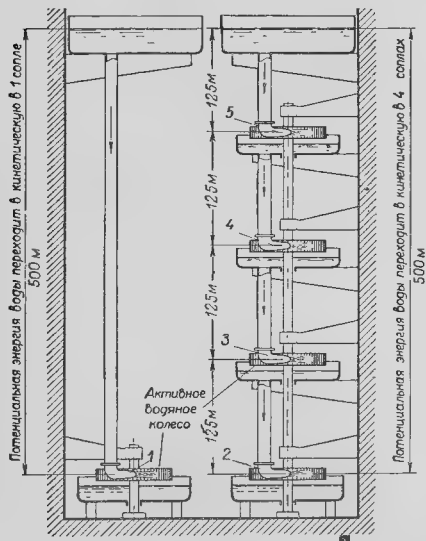


Рис. 2-10. Пример, поясняющий действие турбины со ступенями давления.

Как видно из чертежа, уровень воды в баке на 500 м выше сопла 1; при этом скорость истечения воды из сопла будет равна¹ примерно 100 м/сек, и наимыгоднейшая скорость на окружности колеса турбины должна равняться $\frac{100}{2} = 50$ м/сек, для чего нужно 2000 об/мин при диаметре колеса 0,5 м.

Если же мы напор воды разделим на четыре части так, чтобы сопла 2, 3, 4 и 5 питались каждое из бака, в котором уровень воды стоит на высоте, в 4 раза меньшей, т. е. 125 м, то скорость истечения из этих сопел

будет уже не 100 м/сек, а только 50 м/сек, и колеса, насаженные на общий вал, должны будут вращаться с окружной скоростью $\frac{50}{2} = 25$ м/сек, т. е. делать только 1000 об/мин при том же диаметре. Количество работы, которое мы при этом получаем, будет тем же самым, если не считать несколько большие потери на трение во втором случае.

Подобным же образом паровую турбину с несколькими ступенями давления можно рассматривать как состоящую из нескольких одноступенчатых турбин, соединенных последовательно, причем все диски сидят на общем валу, а пар, сработав в первой турбине, переходит во вторую, затем в третью и т. д. до тех пор, пока давление его не сравняется с противодавлением атмосферной или конденсатора.

Выше (стр. 36) мы видели, что скорость истечения пара сопла равна:

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1}.$$

Если мы разделим располагаемый перепад давлений на несколько ступеней так, чтобы в каждой из них использовать равные перепады тепла, то в этих ступенях мы будем иметь скорость истечения

$$c_1 = 91,5 \sqrt{\frac{i_0 - i_1}{z}}, \quad (17)$$

где z — число ступеней давления.

Следовательно, скорость истечения в каждой ступени будет в $\sqrt{z}$ раз меньше, чем у одноступенчатой турбины. Так как все диски заклиниены на одном валу, то при одинаковых средних диаметрах лопаточных венцов, соблюдая отношение $\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}$, мы получим, что наи-

выгоднейшая окружная скорость для них тоже уменьшится в $\sqrt{z}$ раз по сравнению с одноступенчатой турбиной.

Таким образом, турбина с числом ступеней $z=9$ будет иметь наимыгоднейшую окружную скорость в 3 раза, а турбина с $z=16$ — в 4 раза меньшую, чем одноступенчатая турбина, использующая тот же перепад тепла.

На рис. 2-11, изображающем схематический разрез активной турбины с тремя ступенями давления, видно, что корпус турбины разделен диафрагмами (перегородками) на три отдельные камеры. Пар может проникать из одной камеры в следующую только через сопла, расположенные в диафрагмах по их окружности. Расширение пара происходит следующим образом: пар высокого давления подводит из паропровода в кольцевую камеру 1, по окружности которой имеется ряд

¹ Расчеты скоростей истечения воды мы не приводим, а даем готовые данные, так как эти расчеты не имеют прямого отношения к предмету нашей книги.

сопел 2. В соплах 2 происходит некоторое понижение давления, и по выходе из сопел пар приобретает известную скорость, энергию которой и передает лопаткам 3 первого диска. За лопатками 3 пар имеет небольшую скорость c_2 , но, пройдя через сопла 4, опять несколько расширяется и приобретает большую скорость, которую и передает лопаткам 5. То же самое происходит и в следующей ступени, в которой расширение ведут до давления в пространстве 6, едином с атмосферой или конденсатором.

Весь этот процесс легко проследить по нанесенным в верхней части рис. 2-11 кривым, определяющим давления и скорости пара перед и за соплами и за рабочими лопатками. Сравнив эти кривые с имеющимися на рис. 2-8, мы увидим, что рабочий процесс одноступенчатой турбины здесь повторяется 3 раза, по числу ступеней давления; при этом давление в каждой следующей ступени понижается, а скорости истечения примерно одинаковы. Последнее достигается выбором соответствующих размеров сопел.

При значительном числе ступеней перепады давлений в каждой ступени получаются небольшими и скорости истечения пара ниже критической; поэтому применение расширяющихся сопел в многоступенчатых турбинах стало уже необязательным; в современных турбинах, как правило, применяют лишь суживающиеся сопла. Этому способствует рассмотренная ниже (стр. 60) возможность расширения пара в косом срезе суживающихся сопел до давления ниже критического.

Перепад тепла между ступенями турбины распределяют иногда поровну, чаще же принимают более высокие перепады в первой и последних ступенях; это дает возможность, с одной стороны, понизить давление и температуру в корпусе турбины за счет срабатывания большого перепада давлений в первой ступени, а с другой, получить меньшую высоту лопаток в последних ступенях за счет больших скоростей протекания пара.

Падения давления по ступеням всегда получаются неодинаковыми: в первых ступенях давление падает резко, в последних же незначительно.

В качестве примера ниже приведена таблица распределения давлений по ступеням активной турбины с 13 ступенями давления, работающей свежим паром $p_0=28$ ата, $t_0=-400^\circ\text{C}$ и с противодавлением в конденсаторе $p_1=0,05$ ата.

При этом перепады тепла составят от 16,2 ккал/кг в первых ступенях до 32 ккал/кг в последней ступени.

№ ступени	Давление перед соплами, ата	Давление после сопел, ата	Перепад давлений, ат	№ ступени	Давление перед соплами, ата	Давление после сопел, ата	Перепад давлений, ат
1	28,0	21,8	6,2	8	3,4	2,1	1,3
2	21,8	16,9	4,9	9	2,1	1,2	0,9
3	16,9	13,0	3,9	10	1,2	0,6	0,6
4	13,0	10,0	3,0	11	0,6	0,3	0,3
5	10,0	7,3	2,7	12	0,3	0,16	0,14
6	7,3	5,1	2,2	13	0,16	0,05	0,11
7	5,1	3,4	1,7				

Порядковые номера ступеней давления всегда отсчитывают по направлению течения пара в турбине.

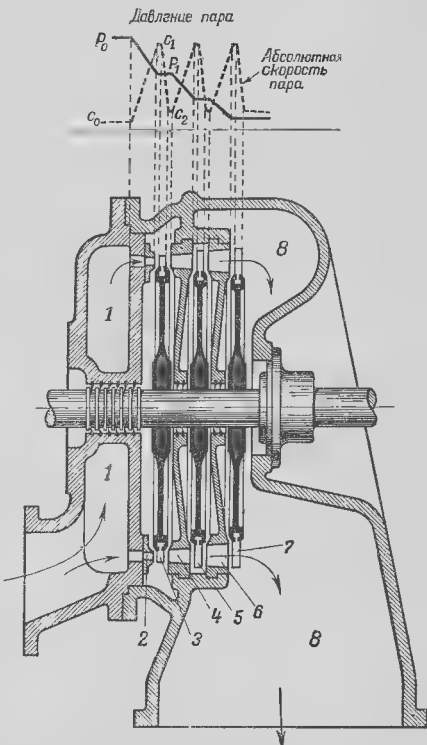


Рис. 2-11. Схематический продольный разрез активной турбины с тремя ступенями давления

1 — кольцевая камера свежего пара; 2 — сопла первой ступени; 3 — рабочие лопатки первой ступени; 4 — сопла второй ступени; 5 — рабочие лопатки второй ступени; 6 — выпускной патрубок; 7 — диафрагма.

Так как объем пара по мере его расширения увеличивается, то сечения сопел и высота лопаток постепенно возрастают от первой ступени к последней.

За редкими исключениями¹ диафрагмы делают разъемными на две части, причем плоскость разлома проходит через центр диафрагмы и совпадает с плоскостью разлома корпуса турбины.

При установке ротора на место его диски поместятся между соответствующими диафрагмами.

Внутренняя расточка диафрагмы снабжается уплотнениями для уменьшения неизбежной утечки пара помимо сопел. При выходе ротора из корпуса также имеются концевые уплотнения.

СТУПЕНИ СКОРОСТИ

Если затормозить вращающийся диск турбины до полной его остановки, то пар, вступив на лопатки, уйдет с них, не совершив работы, и, следовательно, сохранит всю свою скорость за исключением небольших потерь на трение.

Допустим теперь, что диск вращается, но медленно, так что скорость лопаток значительно меньше половины скорости пара. В этом случае пар, вступив на движущиеся лопатки, совершит некоторую работу, отдаст часть своей кинетической энергии и уйдет с лопаток, обладая еще значительной скоростью. Естественно напрашивается мысль использовать оставшуюся скорость дальше; если направить пар на второй ряд лопаток, установив его, например, на том же самом диске, то пар отдаст и им часть оставшейся кинетической энергии.

Сущность происходящего явления легче понять, если рассмотреть рис. 2-12 и 2-13. Изображенная на рис. 2-12 тележка *А* движется со скоростью, равной половине скорости под-

¹ Некоторые специальные конструкции турбин высокого давления

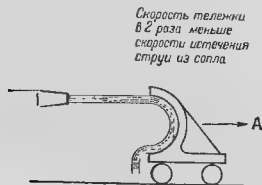


Рис. 2-12. Пример использования кинетической энергии струи в одной ступени скорости

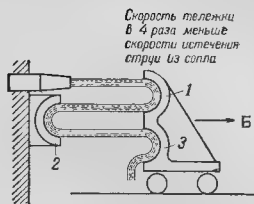


Рис. 2-13. Пример использования кинетической энергии струи в двух ступенях скорости

хода струи, и струя, отдавая ей всю свою энергию, уходит с вогнутой поверхности со скоростью в направлении движения тележки, равной нулю (относительно какой-либо неподвижной точки пространства).

Тележка *Б* (рис. 2-13) движется со скоростью, равной четверти скорости подхода струи. По выходе с верхней вогнутой поверхности 1 струя будет иметь скорость, равную половине начальной; затем, не теряя скорости, она меняет направление на неподвижной направляющей лопатке 2 и подходит, таким образом, к поверхности 3 со скоростью, уже удовлетворяющей выведенному нами выше условию, т. е. в 2 раза большей, чем скорость тележки. На поверхности 3 струя отдает остаток своей скоростной энергии. Таким образом, благодаря применению двух ступеней скорости тележка *Б* может двигаться в 2 раза медленнее тележки *А*, используя весь скоростной напор струи.

В паровой турбине деление скорости на ступени производится следующим образом.

Свежий пар с давлением p_0 подводится к соплу 4 (рис. 2-14), где его потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию. Вытекающая со скоростью c_1 из сопла, пар вступает в первый ряд рабочих лопаток 3, где часть его скоростной энергии превращается в работу; при этом изменяется направление движения потока. Выйдя со скоростью c_2 с первого ряда рабочих лопаток, пар попадает в кольцо (или часть кольца) с неподвижными направляющими лопатками 7, поставленными так, что направление пара опять меняется, и во второй ряд рабочих лопаток он входит в направлении, соответствующем профилю второго ряда рабочих лопаток. Сопла и лопатки выполнены так, что пар, проходя через сопла, расширяется до давления p_1 , имеющегося в камере, в которой находится вращающийся диск с лопатками; следовательно, выйдя из сопел, пар больше уже не расширяется и на

лопатках меняется его скорость, а давл не остается без изменения.

Во втором ряду рабочих лопаток, куда пар входит со скоростью c_1 , несколько меньшей, чем c_2 , вследствие потерь в направляющих лопатках (см. схему вверху рис. 2-14), превращается в работу еще часть скорости энергии потока; покидая рабочие лопатки второго ряда, пар имеет незначительную скорость c'_2 .

На рис. 2-15 изображена часть диска с двумя рядами лопаток; такой диск нередко называют «колесом Кертаса». На рис. 2-16 показана секция венца направляющих лопаток (направляющего аппарата).

Теоретически при двух ступенях скорости наимыгоднейшая окружная скорость u будет в 2 раза меньше, чем для одноступенчатой турбины, использующей тот же перепад тепла; при трех ступенях скорости u будет в 3 раза

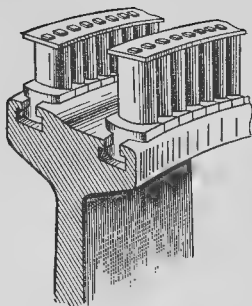


Рис. 2-15. Расположение лопаток на двухвенечном диске.

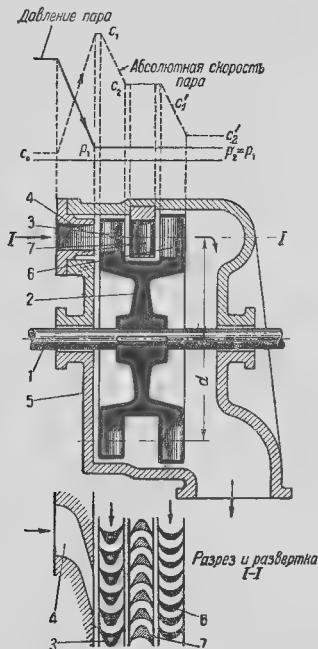


Рис. 2-14. Схематический разрез активной турбины с двумя ступенями скорости.

1 - вал; 2 - диск; 3 - первый ряд рабочих лопаток; 4 - сопло; 5 - корпус; 6 - второй ряд рабочих лопаток; 7 - направляющие лопатки

меньше и т. д. Это положение можно доказать математически¹.

Допустим, что у нашей турбины две ступени скорости и что направление потока при входе на лопатки и при выходе с них совпадает с направлением движения лопаток (как на рис. 2-13). Тогда при выходе из первого ряда лопаток скорость струи будет равна, как мы видели раньше (стр. 42):

$$c_2 = c_1 - 2u.$$

При этом скорость c_2 еще достаточно велика, и мы используем ее во втором ряду рабочих лопаток. Пренебрежем небольшой потерей скорости в направляющих лопатках, т. е. допустим, что $c'_1 = c_2$. Тогда во втором ряду рабочих лопаток скорость снова уменьшится на $2u$ и будет при выходе равна:

$$c'_2 = c_1 - 2u - c_2 - 2u. \quad (18)$$

Замечив в этом выражении c_2 его значением из предыдущей формулы, получим:

$$c'_2 = c_1 - 2u - 2u = c_1 - 4u.$$

Для полного использования скорости пара необходимо, чтобы выходная скорость равнялась нулю, т. е.

$$c'_2 = c_1 - 4u = 0.$$

Отсюда

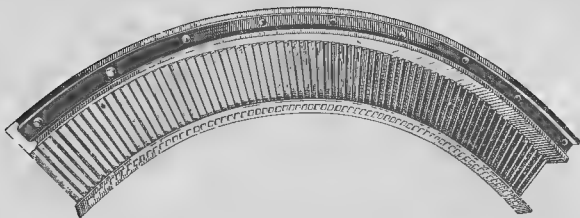
$$c_1 = 4u$$

или

$$u = \frac{c_1}{4}; \quad \frac{u}{c_1} = \frac{1}{4}. \quad (19)$$

Следовательно, для наимыгоднейшего использования кинетической энергии пара

¹ Все условные обозначения в дальнейшем изложении те же, что и на рис. 2-14.



с. 2-16. Секция вѣнца направляющих лопаток

окружная скорость при двух ступенях скорости должна быть в 4 раза меньше скорости истечения пара из сопла.

Проведя аналогичное рассуждение для случая трех ступеней скорости, получим наимыгоднейшее отношение

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{6}. \quad (20)$$

В общем случае для z ступеней скорости наимыгоднейшее отношение будет:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2z}.$$

В действительной турбине это отношение несколько меняется; оно зависит помимо числа ступеней z от угла между направляющими скоростей u и c_1 , от величины потерь в соплах, рабочих лопатках и потерь на трение диска о пар.

Из приведенного выше вытекает, что любой перепад давлений и соответствующую ему скорость истечения пара можно использовать в одной ступени давления, подобрав число ступеней скорости так, чтобы окружная скорость не превысила практически допустимых границ. Однако этот метод при большом числе ступеней скорости оказывается невыгодным, так как потери в соплах, в рабочих и направляющих лопатках становятся очень значительными.

Более целесообразно делить турбины на несколько ступеней давления, устроив в каждой из них две или три ступени скорости. Турбины этого типа имеют небольшие габариты, но экономичность их также невысока; поэтому они в настоящее время строятся редко.

Наиболее распространенным в настоящее время типом турбины средней и большой мощности можно считать активную турбину с одним двухвенечным диском (две ступени скорости) в первой ступени давления и простыми одновенечными дисками в остальных ступенях давления. Значение ϕ двухвенечного диска

в этом случае заключается в том, что, используя значительную часть перепада тепла в первой степени давления, т. е. срабатывая большой перепад давлений, он дает возможность значительно понизить давление и температуру пара в корпусе турбины, уменьшить число последующих ступеней и тем укоротить и, следовательно, удешевить турбину.

Турбины с одним двухвенечным или, реже, трехвенечным диском применяются в настоящее время только в тех случаях, когда особенно важны простота и компактность машины; такую конструкцию применяют, например, для небольших вспомогательных турбин, служащих для привода питательных, циркуляционных и конденсатных насосов, турбоветилляторов и т. п.

РЕАКТИВНЫЙ ПРИНЦИП

Струя жидкости, пара или газа, вытекающая из сопла со скоростью, большей, чем та, с которой она в него вступила, находится под действием силы, направленной в сторону движения струи. По законам механики наличие этой силы вызывает появление другой — противодействующей силы, равной и противоположно направленной той, которая действует на струю; эта противодействующая сила приложена к соплу и называется реактивной силой или просто реакцией струи.

Примером такой силы может служить отдача при выстреле из орудия. В пулемете сила отдачи используется для приведения в действие механизма, выбрасывающего стреляную гильзу, вводящего новый патрон и взводящего ударник.

Примером аппарата, действующего реактивной силой расширяющихся газов, может служить сигнальная ракета (рис. 2-17).

Ракета состоит из трубки, выполненной из прочного на разрыв материала, закрытой сверху и открытой снизу; трубка снаружи составом, при горении которого выделяются в боль-

шом количестве газа, оказывающие значительное давление на стенки ракеты и на слой еще несгоревшего состава, находящийся над газами. Давления на боковые стенки взаимно уравновешиваются, так же как и атмосферное давление на них; высокое давление, направленное вверх на слой несгоревшего состава, оказывается неуравновешенным, так как у выхода из трубки давление газов примерно равно атмосферному давлению. Реактивная сила, связанная с истечением газов, с большой скоростью движет ракету вверх благодаря наличию перепада давлений внутри и вне трубки. Этот же принцип использован во всех реактивных снарядах, до самых больших баллистических ракет включительно.

Использование реактивной силы есть второй способ превращения скорости истечения пара (кинетической энергии) в механическую работу.

На рис. 2-18 изображена модель одного из аппаратов, простейшим образом использующих силу реакции паровой струи; подобный аппарат был построен более двух тысяч лет назад¹. Он состоит из полого металлического шара, посаженного на две опоры, сквозь одну из которых в него подводится пар из расположенного внизу котла. Шар имеет две трубки, сканчивающиеся загнутыми в противоположные стороны насадками. Реактивная сила вытекающего из насадок пара приводит шар во вращение.

В этом аппарате падение давления происходит полностью во вращающихся насадках; неподвижных насадок — сопел — здесь нет.

Для того чтобы получить максимальное количество работы, мы должны полностью использовать всю скорость пара. Для этого нужно, чтобы насадки двигались с той же скоростью, что и вытекающая из них струя пара, но в обратном направлении; тогда скорость пара относительно любой неподвижной точки будет равна нулю, и вся кинетическая энергия пара будет использована.

В турбинах, работающих по реактивному принципу, расширение пара происходит между рабочими лопатками (на рис. 2-18 насадки играют роль рабочих лопаток обычной реактивной турбины). Если допустим, как и раньше, что направление потока пара при входе и выходе из лопаток совпадает или прямо противоположно направлению окружной скорости, то для полного использования кинетической энергии скорость движения лопаток на средней окружности должна быть равна



Рис. 2-17. Схема действия ракеты.

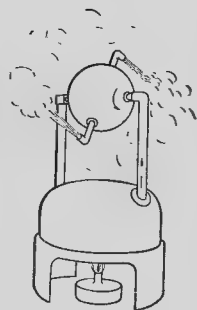


Рис. 2-18. Модель аппарата, использующего силу реакции струи пара.

относительной скорости выхода пара из рабочих лопаток.

Действительно, выше (стр. 42) мы нашли, что абсолютная выходная скорость струи, уходящей в сторону, прямо противоположную направлению движения лопатки, равна:

$$c_2 = \omega_2 \cdot r, \quad (16)$$

Для полного использования энергии пара выходная скорость должна быть равна нулю. Если

$$c_2 = 0,$$

то

$$\omega_2 = -u, \quad (21)$$

т. е. для наимыгоднейшего использования энергии пара окружная скорость (скорость движения лопатки) должна быть равна относительной скорости уходящей струи.

В конце XIX столетия была построена многоступенчатая турбина, у которой расширение пара производилось в каналах, образуемых лопатками неподвижных и подвижных лопаточных венцов, т. е. как в соплах, так и на рабочих лопатках. Именно такая турбина получила развитие под названием реактивной турбины.

Рассмотрим подробнее процесс в такой турбине. Допустим, что через сопло 1 (рис. 2-19) подводится пар к лопаткам 2-3 и 4-5, образующим криволинейный канал. В сопле 1 пар частично расширяется, т. е. терит давление и приобретает скорость. Вступая в канал, образованный лопатками 2-3 и 4-5, струя меняет направление, вследствие чего развивается

¹ Египетским ученым Героном Александрийским

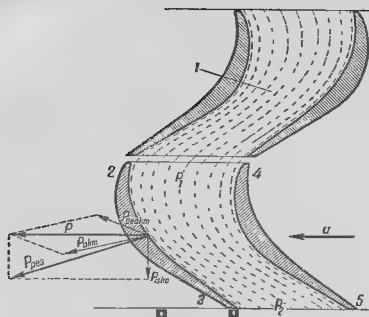


Рис. 2-19. Расширение пара между лопатками реактивной турбины.

центробежная сила частиц пара. Допустим, что суммарное усилие, испытываемое лопаткой от этого активного действия струи, выразится силой $P_{акт}$, направление которой зависит от формы лопатки (стр. 40).

Однако этим дело не ограничивается: форма лопаток выбрана таким образом, что сечение канала между ними сужается в направлении выхода пара. Благодаря этому сужению скорость протекающего пара должна возрастать по направлению от сечения 2-4 к сечению 3-5. Повышение скорости может произойти только за счет падения давления, т. е. расширения пара. Следовательно, давление пара должно понижаться по мере приближения его к выходу из канала, и в сечении 3-5 оно ниже, чем в сечении 2-4. В результате ускорения паровой струи возникает некоторая реактивная сила, которую мы условно обозначим $P_{реакт}$. Направление этой силы также зависит от формы лопатки. Сложив по правилам механики силы $P_{акт}$ и $P_{реакт}$, мы получим равнодействующую силу P . Однако разность давлений p_1 и p_2 у входа и выхода из лопаточного канала приводит к проявлению дополнительной осевой (аксиальной) силы $P_{акс}$, действующей на лопатку вдоль оси вращения ротора. Сумма сил P и $P_{акс}$ дает результирующую силу $P_{рез}$, которая собственно и будет производить работу.

Как видно из рис. 2-19, направление этой результирующей силы не совпадает с плоскостью, в которой происходит движение лопаток, а обычно несколько отклоняется в сторону последующих ступеней низкой давления; этим обуславливается возникновение осевого усилия, отжимающего ротор в сторону ступеней низкой давления. О способах компенсации осевого усилия будет сказано ниже.

В реактивной турбине, состоящей из ряда описанных ступеней, движущиеся рабочие лопатки укрепляются в прорезах (пазах) на барабане ротора (рис. 2-20); в промежутках между венцами этих лопаток расположены венцы неподвижных лопаток, закрепленных в корпусе турбины и образующих сопловые каналы. Профили подвижных и неподвижных лопаток обычно выполняют совершенно одинаковыми.

Устройство реактивной турбины и ее рабочий процесс нетрудно уяснить себе из рис. 2-21. Свежий пар с давлением p_0 поступает в кольцеобразную камеру 7, откуда идет на неподвижные (направляющие) лопатки первой ступени. В междуплощадочных каналах пар расширяется и давление его несколько понижается, а скорость возрастает от c_0 до c_1 . Затем пар попадает в первый ряд подвижных (рабочих) лопаток. Между рабочими лопатками тоже происходит расширение пара, т. е. давление его продолжает понижаться; относительная скорость пара возрастает, но абсолютная скорость пара c_2 при выходе будет меньше c_1 , так как работа получается за счет уменьшения кинетической энергии.

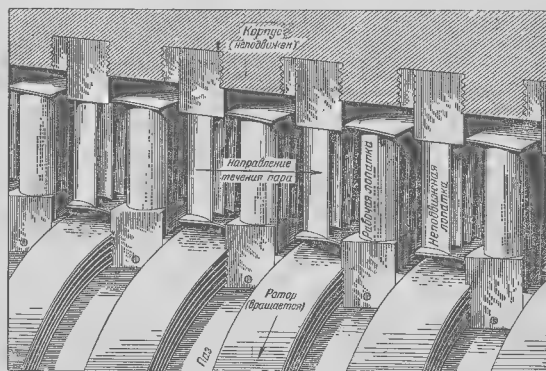


Рис. 2-20. Расположение лопаток в современной реактивной турбине.

Со скоростью c_2 пар поступает во второй ряд направляющих лопаток. Здесь снова происходят его расширение и возрастание скорости до c_1 . На рабочих лопатках второй ступени скорость пара вновь падает до c_2 и т. д.

Объем пара по мере понижения его давления возрастает; поэтому приходится постепенно увеличивать длину лопаток, чтобы получить увеличивающиеся сечения междулопаточных каналов. Начиная с того места, где длина лопаток получается уже достаточно большой, увеличен диаметр барабана, на котором они закреплены. Это позволяет разместить большее число лопаток на окружности ротора и тем самым увеличить суммарное сечение каналов не за счет высоты лопаток. В турбинах современных конструкций стараются избегать резких, ступенчатых изменений диаметра ротора, так как это связано с потерями скорости пара и повышенным его энthalпией (см. кривые на рис. 2-21); часто применяются конические барабаны (рис. 4-43 и др.)

В реактивных турбинах, как мы видели, всегда существует разность давлений с обеих сторон каждого рабочего венца лопаток. Вследствие этой разности давлений часть пара неизбежно протекает через зазоры между подвижными лопатками и корпусом турбины, так же как и через зазоры между направляющими лопатками и ротором, т. е. минуя лопаточный аппарат. Уменьшение утечек через зазоры достигается за счет:

1) деления всего располагаемого перепада давлений на большое число ступеней, благодаря чему разность давлений в каждой отдельной ступени получается небольшой; мощные реактивные турбины имеют в некоторых случаях до 100 ступеней давления;

2) уменьшения радиальных и осевых зазоров между подвижными и неподвижными частями турбины до допустимого минимума; величина зазоров практически определяется возможной точностью изготовления и сборки турбины, а также опасностью заедания подвижных деталей о неподвижные при расширении турбины от нагревания или при вибрациях и осевых сдвигах ротора, случающихся во время эксплуатации турбины. Из этих соображений радиальные зазоры не делают меньше 1—0,5 мм даже у небольших турбин

Для того чтобы уменьшить утечки пара через зазоры и в то же время сохранить достаточные для безопасной работы расстояния между лопатками (осевые зазоры), иногда применяют ленточные бандажи, выступающие края которых частично перекрывают зазоры (рис. 2-20); при случайных соприкосновениях с хвостами лопаток соседнего ряда

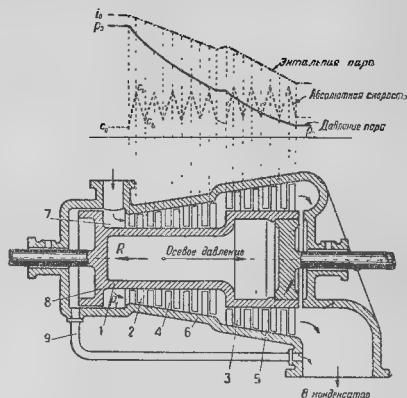


Рис 2-21. Схематический разрез небольшой реактивной турбины

1 — барабан ротора; 2 и 3 — рабочие лопатки; 4 и 5 — направляющие лопатки; 6 — корпус; 7 — кольцевая камера своего давления; 8 — разгрузочный поршень; 9 — соединительный трубопровод

заостренный край бандажа должен быстро срабатываться, не вызывая серьезной аварии.

При прохождении пара от одного конца турбины до другого давление его падает от давления при входе в турбину до противодавления конденсатора. Так как на каждом ряде лопаток возникает осевое усилие (рис. 2-19) и имеется разность давлений, действующая на кольцевые уступы барабана, то в общем на вал турбины передается значительное осевое давление, направленное в сторону выпуска пара. Это осевое давление оказалось полезным в старых судовых турбинных установках при непосредственном соединении турбины с валом гребного винта, так как компенсировало реакцию гребного винта и разгружало упорный подшипник гребного вала; это является одной из причин того, что реактивные турбины в свое время получили большое распространение на морских судах.

Стационарные реактивные турбины приходится снабжать для компенсации осевого усилия турбины специальными разгрузочными приспособлениями, которые несколько повышают расход пара (на утечки) и удорожают конструкцию.

На рис. 2-21 видна установка разгрузочного поршня 8 на валу турбины. Как видно из этой схемы, пространство перед разгрузочным поршнем соединено посредством трубопровода 9 с выпускным патрубком турбины, вследствие чего давление на пор-

мень с одной стороны больше, чем с другой, и он испытывает усилие, направленное в сторону переднего подшипника турбины; это усилие уравновешивает осевое давление, возникающее в проточной части и направленное в сторону выпуска пара.

На практике вместо трубопровода 9 часто используют сквозные сверления в теле ротора (рис. 4-43) и пар, прошедший через уплотнения разгрузочного поршня, направляют не в конденсатор, а в промежуточную ступень турбины.

Турбины с одними только реактивными ступенями в настоящее время почти не строят. Причина этого кроется в том, что при высоких начальных давлениях пара лопатки первых ступеней получаются слишком короткими, вследствие чего размеры радиальных зазоров получаются большими по сравнению с высотой лопаток. В связи с этим к. п. д. части высокого давления оказывается невысоким из-за повышенных потерь на утечки через радиальные зазоры. Кроме того, в чисто реактивной турбине нельзя применить более совершенное сопловое парораспределение. Поэтому обычно прибегают к комбинированию активной части высокого давления с реактивными ступенями.

Полезно помнить, что характерным признаком, по которому можно, глядя на чертеж или на разобранную машину, сразу отличить реактивную турбину от активной со ступенями давления, является наличие у последней диафрагм, расположенных между рабочими дисками и разделяющих корпус на отдельные камеры; у реактивной же турбины между рабочими лопатками, как правило, укрепленными на барабане, диафрагм нет, а имеются только прикрепленные к корпусу неподвижные направляющие лопатки.

СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ

Из сказанного выше ясно, что рассмотренная нами турбина не может быть названа чисто реактивной; можно считать, что она работает примерно на 50% по реактивному принципу и на 50% — по активному. Таким образом, по отношению к описанной машине термин «реактивная турбина», строго говоря, является условным и применяется только по укоренившемуся обычаю. В настоящее время строится только один тип чисто реактивной турбины — это радиальная турбина Юнгстрема; своеобразная конструкция этой турбины описана в гл. 4.

Отношение приходящейся на долю рабочих лопаток части располагаемого адиабатического теплопадения ступени h_2 к общему адиабатическому теплопадению ступени $h_c - h$; h_2

(через h_1 обозначается теплопадение, приходящееся на долю направляющих лопаток) называется степенью реактивности ступени и обозначается греческой буквой ρ (ро).

Следовательно,

$$\rho = \frac{h_2}{h_1 + h_2}.$$

Таким образом, для каждой ступени рассмотренной выше реактивной турбины $\rho = \frac{1}{2}$.

так как перепад тепла делится примерно поровну между направляющими и рабочими лопатками. Для чисто активной турбины $\rho = 0$, так как весь перепад тепла превращается в кинетическую энергию в соплах и $h_2 = 0$.

Следует отметить, что чисто активные турбины практически всегда работают с небольшой степенью реактивности.

Степень реактивности сильно возрастает при уменьшении сечений междуплощадочных каналов в результате осаждения на лопатках солей (накипи), увлекаемых паром из котла; это может привести к опасной перегрузке упорного подшипника из-за увеличения осевого давления ротора.

Чтобы уравнивать разность давлений, которая получается по сторонам дисков активных турбин при работе их с некоторой степенью реактивности, в дисках обычно сверлят отверстия, так как иначе вследствие больших диаметров дисков общее осевое давление на ротор может достигнуть значительной величины.

Лопатки современных активных турбин обычно выполняют с такими профилями, что они работают с известной степенью реактивности, при этом более высокой в последних ступенях; введение реактивности в ступени приводит к уменьшению подсосывания пара и дает некоторое повышение к. п. д. при режимах работы, отличных от расчетного.

ПОТЕРИ В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Рабочий процесс действительной турбины сопровождается рядом потерь, вызывающих увеличение расхода тепловой энергии на получение механической работы по сравнению с идеальной турбиной, работающей без всяких потерь.

Эти потери следующие:

1. Потери в соплах (или направляющих лопатках), возникающие вследствие трения частиц пара о стенки сопла и друг о друга;

последнее вызывается тем, что частицы пара движутся в сопле с различными скоростями: частицы, прилегающие к стенкам сопла, движутся медленнее частиц, находящихся в центральной части струи. Кроме того, протекание пара через сопло неизбежно сопровождается вихревыми движениями частиц пара, что вызывается неодинаковостью их скоростей, возникновением инерционных сил (в криволинейных соплах), стремящихся сместить частицы к стенке сопла, шероховатостью стенок сопла и т. д. В результате абсолютная скорость выхода пара из сопла ниже теоретической, а следовательно, часть кинетической энергии струи теряется (точнее — превращается в тепловую энергию). Величина потери в основном зависит от размеров сопла, радиусов кривизны поверхностей сопла и степени шероховатости их, а также от скорости пара. Наименьшие потери бывают у фрезерованных сопел с правильными плавными очертаниями поверхностей и гладкими стенками, работающими при небольших скоростях пара.

Работа трения частиц пара друг о друга и о стенки сопла приводит к повышению теплового содержания пара. Поэтому теплосодержание пара, выходящего из сопла, будет выше теоретического на величину, соответствующую потере кинетической энергии. Действительная скорость истечения пара из сопла получается умножением теоретической скорости выхода из сопла на скоростной коэффициент ϕ (фи). Величина этого коэффициента для различных скоростей пара и размеров сопла составляет от 0,90 до 0,98; в большинстве случаев $\phi = 0,95 : 0,96$. Потеря в соплах при этих значениях ϕ составляет 10–8% от располагаемого теплосодержания.

2. Потери на рабочих лопатках, возникающие вследствие неизбежных ударов частиц пара о кромки лопаток, имеющие определенную толщину (рис. 2-22), и трения частиц пара о поверхность лопаток и друг о друга. При повороте струи в криволинейном междуплощадочном канале частицы пара проходят неравные пути, что вызывает взаимное трение частиц и вихревые их движения, усугубляемые

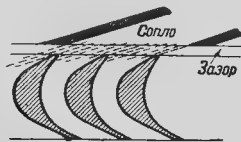


Рис. 2-22. Удар струи пара в кромки лопаток

тем, что сила инерции стремится отжать струю от стенки b к стенке a (рис. 2-23).

Потери в лопатках тоже понижают скорость пара и повышают его теплосодержание вследствие превращения в теплоту работы, затраченной на преодоление сопротивлений. Снижение относительной скорости при выходе с рабочих лопаток по сравнению с теоретической учитывается скоростным коэффициентом ϕ (пси). Коэффициент ϕ уменьшается с уменьшением высоты лопаток, с увеличением угла поворота струи на лопатках, с увеличением шероховатости поверхности лопаток (например, вследствие их износа, заноса солями и т. п.). Коэффициент ϕ изменяется в пределах от 0,8 до 0,97; потеря на рабочих лопатках может достигать 15–20% от располагаемого теплосодержания ступени.

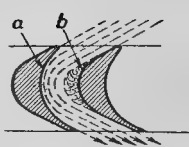


Рис. 2-23. Отжимание струи пара центробежной силой.

3. Выходная потеря, вызванная тем, что в реальных условиях пар по выходе из турбины обладает еще некоторой абсолютной скоростью, а следовательно, и кинетической энергией, которая уже не может быть использована. Эта потеря в конденсационных турбинах обычно составляет от 2 до 4% располагаемого перепада тепла всей турбины. Наибольшей величины она достигает у мощных быстроходных турбин, в последних ступенях которых приходится допускать большие скорости выхода пара, так как междуплощадочные проходные сечения определяются длиной лопаток, а последняя имеет ограниченные значения по соображениям прочности.

4. Вентиляционные потери и потери на трение дисков о пар. Первая из этих потерь имеет место главным образом в первых ступенях турбины, где удельный объем пара еще велик и впуск пара приходится делать парциальным, т. е. не по всей окружности диска, а только в части ее. При вращении диска лопатки, проходя промежутки между соплами, подкачивают пар из зазора и перекачивают его с одной стороны диска на другую, действуя как вентилятор, на что бесполезно затрачивается известная работа (рис. 2-24).

Вторая потеря обуславливается тем, что диск при своем вращении захватывает прилегающие к его поверхности частицы пара и ускоряет их движение, на что также затрачивается некоторая работа. Обе потери вызывают повышение теплосодержания отработавшего пара по сравнению с теоретически воз-

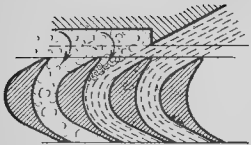


Рис. 2-24 Подсасывание пара при парциальном впуске

возможным в идеальной машине, так как затраченная на преодоление этих сопротивлений работа превращается в теплоту.

В ступенях с парциальным подводом пара, кроме вентиляционных потерь, имеют место потери на выколачивание, связанные с тем, что при подходе к соплам рабочих лопаток, каналы между которыми заполнены неработающим паром, нужно прежде всего затратить какую-то энергию рабочей струи на выталкивание из каналов и ускорение этого пара.

5. Потери на утечки пара через зазоры между диафрагмами и валом (у активных турбин), через зазоры между рабочими лопатками и корпусом турбины и между направляющими лопатками и телом ротора (у реактивных турбин) и через уплотнения вала турбины в местах его выхода из корпуса.

Пар, протекающий через зазоры, частично или полностью не используется для совершения работы, что ухудшает к. п. д. турбины.

Для турбин высокого давления эти потери имеют особенно большое значение и могут оказаться решающими для экономичности турбины.

6. Потери на излучение (лучеиспускание), вызванные тем, что корпус турбины отдает некоторое количество тепла в окружающую среду. Потери эти очень невелики, в особенности если турбина хорошо изолирована материалом с низким коэффициентом теплопроводности.

7. Потери от влажности пара. В соплах и лопатках тех ступеней турбины, которые работают влажным паром, происходят добавочные потери, вызываемые главным образом действием содержащихся в паре капелек воды. Образно это можно представить так: капельки в момент их зарождения (переход пара из сухого насыщенного во влажное состояние) имеют примерно такую же скорость, как и струя пара, затем частицы влаги начинают отставать от частиц пара, вследствие чего в струе возникают внутреннее трение и удары и скорость ее снижается. Уменьшение кинетической энергии струи сопровождается повышением теплосодержания пара, так как рабо-

та, затраченная на трение и удары, превращается в теплоту.

Кроме того, меньшая скорость частиц воды приводит к ударам капелек о спинки лопаток, производящим непосредственно тормозящее движение лопаток действие. Это явление будет подробнее рассмотрено ниже (стр. 63).

Можно принимать, что к. п. д. ступени, работающей в области влажного пара, равен к. п. д. ступени, работающей в тех же условиях, но в сухом паре, умноженному на среднюю сухость пара x :

$$\eta_{\text{вл}} = x\eta_{\text{сух.}}$$

8. Потери давления при впуске и выпуске пара. Перед вступлением в сопла первой ступени турбины свежий пар должен пройти через стопорный и регулирующий клапаны и соответствующие трубопроводы и каналы в корпусе турбины. При этом все клапаны бывают открыты полностью только при предельной нагрузке турбины; что касается соединительных каналов, то они обычно имеют криволинейные очертания и не вполне гладкие внутренние поверхности. Эти обстоятельства вызывают некоторое снижение давления пара перед соплами по сравнению с давлением его перед стопорным клапаном турбины. При этом энтропия пара остается неизменной, но уменьшается располагаемый перепад тепла. Это явление, называемое дросселированием или торможением пара, подробнее рассмотрено ниже (стр. 115).

При выпуске отработавшего пара также происходит потеря давления, величина которой зависит от скорости пара в выпускном патрубке турбины и от конструкции последнего. Эта потеря достигает заметной величины только у конденсационных турбин, у которых скорость протекания отработавшего пара в выпускном патрубке часто превышает 100 м/сек.

В современных турбинах за счет хорошего проектирования выпускного патрубка эта потеря сводится к незначительной величине.

9. Механические потери, к которым относятся трение в подшипниках и трата энергии на привод регулирующего механизма, масляных насосов, гидравлических концевых уплотнений и редуктора (если они имеются). Механические потери практически не зависят от нагрузки турбины и сохраняют свою полную величину при вращении турбины на холостом ходу.

Перечисленные в этом разделе потери в паровой турбине учитываются относительным эффективным к. п. д. турбины ($\eta_{\text{от}}$), о котором мы уже говорили

(стр. 38). Определение величин потерь производится при тепловом расчете турбины по формулам, которых мы не приводим ввиду их относительной сложности.

Отметим то обстоятельство, что в турбинах с несколькими ступенями давления потери, имеющие место в какой-либо ступени и приводящие к повышению теплосодержания пара, частично используются в последующих ступенях, поскольку тепло, соответствующее потерям, не отводится наружу, а возвращается рабочему веществу и идет на повышение теплосодержания потока, работающего в последующих ступенях. При этом общий возврат тепла будет тем больше, чем больше число ступеней давления; это обстоятельство является одним из факторов, обуславливающих многоступенчатую конструкцию для высокоэкономичных турбин. Очевидно, что потери на излучение, механические потери и выходная потеря турбины должны быть отнесены к числу невозвратных потерь.

Относительный к. п. д. турбин высокого давления часто оказывается ниже к. п. д. соответствующих турбин умеренного давления. Причины этого следующие.

С повышением давления пара непрерывно увеличивается его плотность (уменьшается удельный объем, см. *is*-диаграмму и табл. 1-2 на стр. 27), вследствие чего возрастают потери на трение дисков о пар. Кроме того, необходимость частичного впуска пара и малой высоты сопел и лопаток, вызываемая той же причиной, ведет к увеличению потерь в соплах и рабочих лопатках и вентиляционных потерь. Возрастают также потери на утечки пара через уплотнения. Указанные потери будут относительно тем больше, чем меньше мощность турбины. Отсюда следует, что применение очень высокого давления пара особенно желательно для турбин большой мощности, а турбины малой мощности более целесообразно выполнять для работы паром среднего давления.

ИЗОБРАЖЕНИЕ ТЕПЛОВОГО ПРОЦЕССА НА *is*-ДИАГРАММЕ

Зная тепловые потери, которыми сопровождается рабочий процесс турбины, мы можем изобразить его графически на *is*-диаграмме.

Рассмотрим, как это делается на примере, взяв для простоты небольшую одноступенчатую активную турбину, подобную изображенной на рис. 2-8.

Допустим, что наша турбина работает паром с давлением перед соплами $p_0 = 10$ *ата* и $t_0 = 250^\circ\text{C}$; в турбине пар расширяется до

$p_1 = 1$ *ата* (турбина работает на выхлоп в атмосферу). На *is*-диаграмме находим точки, соответствующие этим параметрам при адиабатическом расширении пара; это будут точки *A* и *B* на рис. 2-25.

Определим начальную и конечную теоретические энтальпии пара ($i_0 = 703$ *ккал/кг* и $i_1 = 600$ *ккал/кг*), находим располагаемый перепад тепла: он составляет 103 *ккал/кг*. Теперь мы должны учесть все потери.

Потери в соплах составят для такой турбины около 10%; следовательно, энтальпия пара по выходе из сопла будет на 10,3 *ккал/кг* выше теоретической возможности в идеальной машине. Отложив вверх по адиабате соответствующий отрезок, находим точку *C*, определяющую энтальпию пара в конце расширения. Однако давление пара в конце расширения должно быть равно 1 *ата*. Поэтому проводим от точки *C* горизонтальную линию (линию постоянной энтальпии) до пересечения ее с линией постоянного давления 1 *ата*. Полученная точка *D* будет соответствовать состоянию пара по выходе из сопел, а кривая *AD* приблизительно изобразит действительный (политропический) процесс расширения пара в соплах.

При выходе из сопел пар вступает на рабочие лопатки; здесь энтальпия его снова возрастает по сравнению с теоретической вследствие потерь, но давление его остается неизменным, так как между лопатками не происходит расширения пара. Приняв потери в каналах, образованных рабочими лопатками (с учетом потерь от влажности пара), в 24% от располагаемого теплоперепада, отложим соответствующий отрезок 24,7 *ккал/кг* вверх от точки *C*. От полученной точки *E* проведем горизонталь к линии постоянного давления 1 *ата*; точка *F* соответствовала бы состоянию пара после ступени, если бы не было еще потерь на трение диска о пар и вентиляционных потерь, а также выходной потери.

Оценив первые в 7%, а последнюю в 5% от располагаемого теплоперепада, наносим на адиабате точки *G* и *K*; теперь точка *L* будет соответствовать действительному состоянию отработавшего в турбине пара.

Из приведенного нами графического построения мы можем установить следующее:

1) процесс расширения пара в турбине изобразился кривой *ADL*;

2) использованный турбиной теплоперепад может быть определен по отрезку *AK* адиабаты и равен 56 *ккал/кг*;

3) сумма тепловых потерь определяется отрезком *BK* и равна 47 *ккал/кг*;

4) отдельные потери изобразились на линии *AB* следующими отрезками адиабаты:

- а) BC — потери в соплах;
- б) CE — потери в лопатках;
- в) EG — потери на трение диска и вентиляционные;
- г) GK — выходная потеря.

Отношение использованного турбиной теплотеперпада к располагаемому теплотеперпаду называется относительным внутренним к. п. д. турбины и обозначается η_{oi} :

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h}$$

Для данного примера

$$\eta_{oi} = \frac{56}{103} \approx 0,54,$$

что нормально для турбины такого типа и небольшой мощности.

Чтобы определить относительный эффективный к. п. д. η_{oe} , нужно ввести еще не учтенные нами механические потери. Эти потери учитываются механическим к. п. д. турбины η_m . Для данной машины можем принять $\eta_m = 0,95$, или 95%.

Тогда

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m = 0,54 \cdot 0,95 \approx 0,51, \text{ т. е. } 51\%.$$

Предоставляем читателям определить мощность N_e и удельный расход пара d_e этой турбины, пользуясь формулами (9) и (11), приведенными на стр. 38, если полный расход пара $D = 820 \text{ кг/ч}$.

Рассматривая наше графическое построение, мы можем установить еще следующее об-

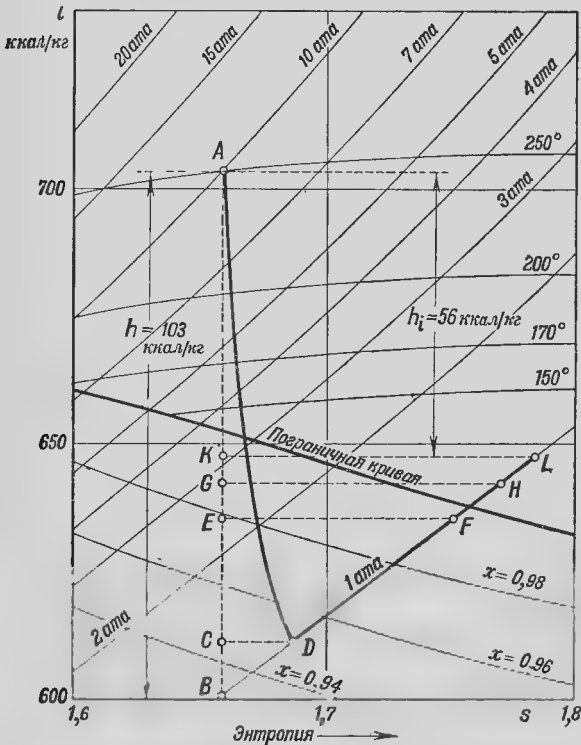


Рис 2-25. Изображение теплового процесса одноступенчатой активной турбины на ts -диаграмме.

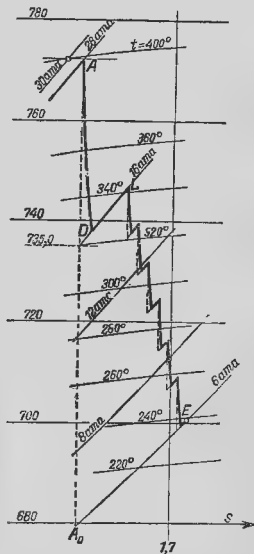


Рис. 2-26. Изображение теплового процесса активной турбины с семью ступенями давления на ts -диаграмме.

стоятельство: расширяясь в данной турбине, пар сначала делается из перегретого влажным (точки D и F , лежащие ниже пограничной кривой), а затем, постепенно подсушиваясь вследствие частичного превращения кинетической энергии в тепло, выходит из турбины перегретым (точки H и L).

Процесс расширения в активной турбине с несколькими ступенями давления изображается на i - s -диаграмме аналогичным образом; для каждой ступени кривая ADL строится отдельно; конечная точка процесса первой ступени (точка L) служит начальной точкой процесса второй ступени и т. д. При этом в каждой ступени нужно лишь учесть еще потери от утечек пара мимо проточной части. Изображенный на рис. 2-26 процесс относится к семиступенчатой турбине, причем в первой ступени этой турбины срабатывается тепловой перепад, значительно больший, чем в последующих ступенях (причины этого будут изложены дальше).

Процесс расширения пара в ступени реактивной турбины будет выглядеть иначе. Если степень реактивности $\rho = \frac{1}{2}$, то располагаемый теплоперепад ступени делится на две равные части, первая из которых превращается в кинетическую энергию в направляющих лопатках, а вторая — на рабочих лопатках. Графическое изображение этого процесса дано на рис. 2-27. Расширение пара в направляющих лопатках от p_0 до p_1 протекает по кривой AD , причем точку D мы находим, отложив вверх по адиабате от точки B

отрезок BC , соответствующий величине потерь в направляющих лопатках. Расширение пара в рабочих лопатках от p_1 до p_2 протекает по кривой DG ; точку G мы аналогичным образом получаем, отложив на адиабате DE отрезок EF , соответствующий величине потерь, имеющихся в рабочих лопатках. Потери на трение в реактивных ступенях обычно очень малы, выходная скорость ступени используется в следующей ступени и не является потерянной. Если, наконец, пренебречь простоты ради потерями от утечки пара, то точку G можно считать начальной точкой процесса следующей ступени. Перепады тепла в реактивных ступенях обычно невелики (4—8 ккал/кг); поэтому процесс изображен на рис. 2-27 в увеличенном по сравнению с рис. 2-25 масштабе. Но в последних ступенях крупных турбин при степени реактивности $\rho = 0,5$ перепады достигают более 30 ккал/кг.

ПРОЦЕСС В СОПЛАХ

Типы сопел. Выше было указано, что в современных паровых турбинах применяют суживающиеся и расширяющиеся сопла. При протекании пара через суживающиеся сопла или сопла постоянного сечения расширение пара может происходить только до критического давления p_* , каким бы низким ни было давление в пространстве, куда вытекает пар (противодавление). Применяя эти сопла, нельзя получить у выхода из сопла скорость пара, превышающую критическую скорость c_* . По этому такие сопла пригодны в тех случаях, когда отношение противодавления p_1 к давлению p_0 перед соплом равно или больше критического отношения

$$\frac{p_1}{p_0} \geq \nu,$$

причем ν (греческая буква ни) равно 0,577 для сухого насыщенного пара и 0,546 для перегретого пара. Такой случай обычно имеет место в турбинах со многими ступенями давления, у которых в каждой ступени используется небольшой перепад тепла. Отметим, что косой срез сопла (рис. 2-31), который имеется у всех турбинных сопел, дает в определенных пределах возможность получить скорости выше критических, и суживающиеся сопла (с косым срезом) практически применяют при условии

$$\frac{p_1}{p_0} \geq 0,3.$$

Расширяющиеся сопла позволяют вести расширение пара до любого противодавления при выполнении сопла соответствующей дли-

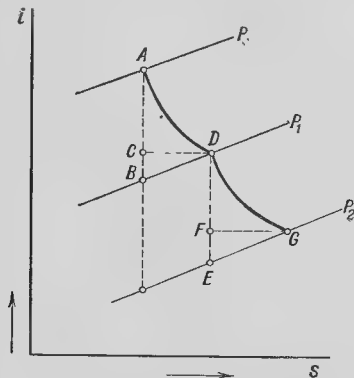


Рис. 2-27. Изображение теплового процесса в одной ступени реактивной турбины на i - s -диаграмме

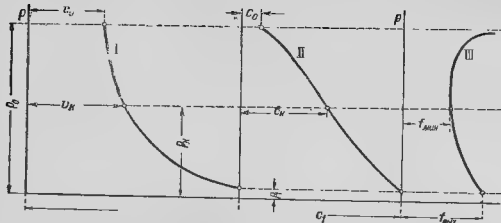


Рис. 2-28. Зависимость между расширением пара, скоростью истечения и сечением сопла.

ны и очертаний. Следовательно, эти сопла дают возможность превращать в скорость большие перепады тепла. При этом в суживающейся части сопла давление пара понижается от p_0 примерно до p_k . В горловине (наименьшем сечении) сопла устанавливается приблизительно критическая скорость. В расширяющейся части сопла давление постепенно понижается от p_k до противодавления p_1 с соответствующим возрастанием скорости. Таким образом, расширяющееся сопло приходится применять, если $\frac{p_1}{p_0}$ значительно меньше χ , что имеет место в одноступенчатых турбинах или в ступенях, перерабатывающих очень большие перепады тепла.

Изложенное выше хорошо иллюстрируется кривыми, приведенными на рис. 2-28. По кривой I, изображающей изменение удельного объема v (расширение) пара, мы видим, что начальный удельный объем v_0 , соответствующий начальному давлению p_0 , сначала возрастает медленно, в то время как скорость (кривая II) быстро увеличивается. В соответствии с этим необходимое сечение f сопла (кривая III) сначала уменьшается и достигает минимального значения $f_{\min}$ при давлении, близком к p_k , и скорости, близкой к c_k . Затем приращение удельного объема по мере расширения пара начинает идти быстрее, чем соответствующее приращение скорости, что вызывает необходимость в постепенном возрастании сечения сопла для сохранения его пропускной способности. Таким образом, кривые, приведенные на рис. 2-28, подтверждают, что при конечном давлении p_1 , большем p_k , сопло должно быть суживающимся, а при p_1 , меньшем p_k — расширяющимся.

Кривая III в целом соответствует профилю сопла для всего перепада давлений от p_0 до p_1 , а любая часть этой кривой — для соответствующего меньшего перепада.

Расчет сопла. Расчет суживающегося сопла сводится к определению выходной площади поперечного сечения. При расчете расширяющегося сопла должны быть определены также площадь минимального сечения и длина сопла.

Площадь поперечного сечения f определяется по так называемому уравнению неразрывности струн

$$G = \frac{f c}{v}, \quad (22)$$

где G — расход пара через сопло, кг/сек;

f — площадь поперечного сечения сопла, m^2 ;

v — удельный объем пара в рассчитываемом сечении, m^3/kg ;

c — скорость пара в этом сечении, м/сек.

Расход пара при расчете сопла является заданной величиной. Таким образом, для определения сечения, которое равно

$$f = \frac{G v}{c}, \quad (23)$$

необходимо знать величины v и c ; их можно определить, пользуясь i - s -диаграммой.

Пример 2-3. Определить выходное сечение суживающегося сопла при расходе пара $G = 0,5$ кг/сек и следующих его параметрах: начальное давление $p_0 = 5$ атм, начальная температура $t_0 = 200^\circ C$, конечное давление $p_1 = 4$ атм. Потери пара пренебрегаем.

Находим на i - s -диаграмме точку, соответствующую начальным параметрам пара, и опускаем из нее вертикаль (адиабату) до пересечения с изобарой $p = 4$ атм. Измерив полученный отрезок адиабаты, находим, что перепад тепла $(i_0 - i_1)$ в сопле равен 11 ккал/кг. По формуле (3) (стр. 36) находим скорость истечения c ; она будет равна 304 м/сек. Теперь остается определить удельный объем v , нижняя точка нашего отрезка адиабаты лежит немного правее изомеры 0,5 m^3/kg . С достаточной точностью можем принять, что $v = 0,52$ m^3/kg . Подставляя полученные величины в уравнение (23), получаем

$$f = \frac{0,5 \cdot 0,52}{304} = 0,000855 m^2 = 8,55 cm^2.$$

Расчет расширяющегося сопла производится аналогичным образом. Наименьшее сечение $f_{\min}$ может быть определено из условия, что давление в нем равно критическому. В свою очередь критическое давление, как известно, может быть найдено из уравнения

$$p_k = \chi p_0.$$

Лучше и надежнее определять $f_{\min}$, исходя из формулы

$$G = 203 f_{\min} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \text{ кг/сек}, \quad (24)$$

где p_0 — давление пара перед соплом, кг/см^2 ;
 v_0 — удельный объем пара перед соплом,
 $\text{м}^3/\text{кг}$;
 $f_{\text{гнл}}$ — площадь поперечного сечения горла
сопла, м^2 .

Длина расширяющейся части сопла кругло-
го сечения может быть определена по фор-
муле

$$l = \frac{d_{\text{макс}}}{2 \lg \frac{\gamma}{2}} \frac{d_{\text{гнл}}}{2}, \quad (25)$$

где $d_{\text{макс}}$ — диаметр сопла у выхода;
 $d_{\text{гнл}}$ — диаметр головки сопла;
 γ — угол расширения сопла, который
обычно принимается равным $6-10^\circ$ (в зави-
симости от желательной длины сопла).

Работа сопла при переменных параметрах
пара. Во время работы турбины параметры
свежего пара (давление, температура) могут
колебаться вследствие изменений нагрузки ко-
тельной или режима горения в топках. С дру-
гой стороны, давление за соплами меняется
при колебаниях нагрузки турбины; при повы-
шении нагрузки давление в любой промежу-
точной ступени турбины возрастает, а при сни-
жении нагрузки падает. Рассмотрим, как про-
текает процесс расширения пара в сопле при
условиях, отличающихся от расчетных.

1. Суживающееся сопло без косо́го среза

а) Изменяются начальные параметры пара

Изменение p_0 и t_0 или же обоих вместе
вызовет изменение перепада тепла ($i_0 - i_1$)
в сопле; следовательно, изменится скорость
 c_1 и расход пара G через сопло, что ясно из
приведенных выше формул (3) и (22).

б) Изменяется противо́давление.

Примем, что расчетным режимом для су-
живающегося сопла является расширение па-
ра от давления p_0 до давления, равного кри-
тического: $p_1 = p_k$ (см. кривую II на рис. 2-29).
При повышении противо́давления расход пара
через сопло уменьшится, но процесс расшире-
ния будет протекать аналогично расчетному
режиму (см. кривую I).

При понижении противо́давления до $p_1 < p_k$
в устье сопла установится постоянное крити-
ческое давление p_k и расход пара будет по-
стоянным и не зависящим от продолжающегося
понижения p_1 (см. кривую IV). Расширение
пара от p_k до p_1 будет происходить вне сопла
в свободной струе (см. кривую III). Таким об-
разом, суживающееся сопло будет правильно
работать при любых изменениях начальных и

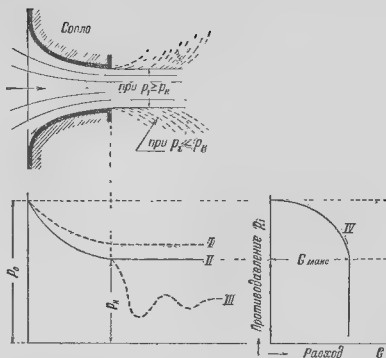


Рис. 2-29 Кривые расширения и расхода пара в суживающемся сопле при переменном противо́давлении

конечных параметров пара, если только отно-
шение $\frac{p_1}{p_2}$ не меньше критического.

2. Расширяющееся сопло (без косо́го среза)

а) Изменяются начальные параметры пара.

В этом случае в связи с изменением вели-
чины критического давления, устанавливаю-
щегося в горловине сопла, произойдет изме-
нение как расхода, так и скорости истечения
пара из сопла.

б) Изменяется противо́давление.

При понижении противо́давления ниже
расчетного процесс в расширяющемся сопле
протекает так же, как в нерасширяющемся
при $p_1 < p_k$; пар расширяется в сопле до рас-
четного давления, а дальнейшее расширение
происходит вне сопла, причем расход пара
остается постоянным (см. кривые V и VI на
рис. 2-30).

При противо́давлениях выше расчетного
расширение пара происходит нормально толь-
ко на части длины сопла до некоторого сече-
ния, расположенного тем дальше от устья со-
пла, чем выше противо́давление. В этом сече-
нии начинается резким скачком повышение
давления, которое затем переходит в плавное
повышение до имеющегося противо́давления
(см. кривую III на рис. 2-30). Поток в месте
скачка давления завихривается и далее у сте-
нок сопла нередко образуется застойная ви-
хревая зона (см. рис. 2-30, верхнюю схему).
Работа сопла в этих условиях сопровождается
значительными потерями энергии

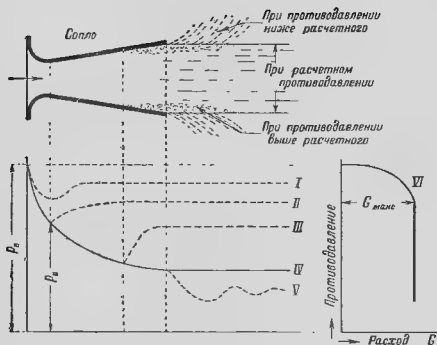


Рис. 2-30. Кривые расширения и расхода пара в расширяющемся сопле при переменном противодавлении.

I, II и III — расширение при противодавлениях выше расчетного; *IV* — расширение при расчетном противодавлении; *V* — расширение при противодавлении ниже расчетного; *VI* — расход пара в зависимости от противодавления

В горловине сопла сохраняется критическое давление, а следовательно, и критическая скорость, если только противодавление не превысит определенной величины и нарушение нормального процесса не прочтнет слишком глубоко внутрь сопла до горлового сечения; при этом расход пара через сопло будет оставаться без изменения (см. кривые *II, III и IV* на рис. 2-30). Начиная с момента, когда нарушение нормального процесса дойдет до горла (см. кривую *II*), дальнейшее повышение противодавления будет вызывать повышение давления в горле выше P_K и снижение расхода пара через сопло (см. кривые *I и VI*).

3. Сопло с косым срезом

В нерасширяющемся сопле с косым срезом при понижении противодавления до величины $P_1 < P_K$ происходит отклонение струи от оси сопла на угол, величина которого возрастает с понижением противодавления. При этом скорость истечения становится выше критической, а коэффициент потерь в сопле остается почти неизменным.

Это явление объясняется тем, что при давлении за соплом ниже критического в сечении *ab* сопла (рис. 2-31) устанавливается критическое давление. Далее, у кромки *a* давление резко понижается, в то время как у кромки *b* понижение идет постепенным. В результате струя отклоняется и поворачивается вокруг точки *a*.

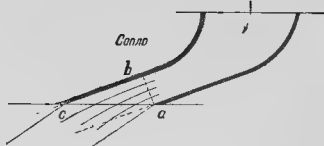


Рис. 2-31. Отклонение струи пара в косом срезе сопла.

В расширяющемся сопле с косым срезом понижение противодавления до величины меньшей, чем расчетная, также сопровождается дополнительным расширением пара в косом срезе сопла и поворотом струи.

Наличие косого среза не вызывает изменения процесса по сравнению с соплом без косого среза, если противодавление будет выше критического в суживающемся сопле и выше расчетного — в расширяющемся сопле.

ПРОЦЕСС НА ЛОПАТКАХ

Треугольники скоростей. Во всех современных турбинах, за исключением нескольких специальных конструкций, струя пара, вытекающего из сопел, направлена под некоторым углом к плоскости, в которой вращается диск с рабочими лопатками. На рабочие лопатки пар должен вступать по возможности без удара во избежание потерь кинетической энергии. Безударный вход на рабочие лопатки определяется тем, что относительная скорость пара при входе на рабочую лопатку направлена по касательной к профилю лопатки на входе (рис. 2-32).

На рис. 2-32 изображены треугольники скоростей для ступени активной турбины при

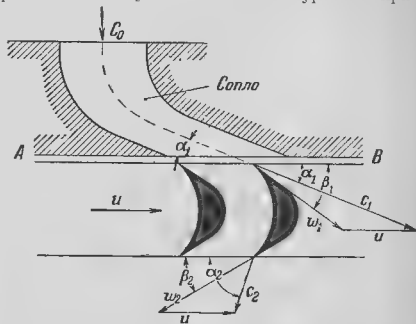


Рис. 2-32. Треугольники скоростей одноступенчатой активной турбины

нормальных условиях ее работы. Эти треугольники представляют собой графики векторов скорости¹ при входе пара на рабочие лопатки и при выходе с них. Рассмотрим рис. 2-32 подробнее.

Допустим, что ось сопла расположена под углом α_1 к плоскости AB вращения диска и что струя пара подойдет к рабочим лопаткам под этим углом α_1 . Абсолютная скорость пара при входе на лопатку изобразится при этом вектором c_1 . Однако лопатки движутся со скоростью u (слева направо по рис. 2-32), которую принимают равной окружной скорости на среднем диаметре ступени. Следовательно, струя пара вступит на лопатки с некоторой относительной скоростью w_1 . Величина этой скорости является геометрической разностью скоростей c_1 и u ; находится она следующим построением.

Определив по формуле (3) величину c_1 , строим в определенном масштабе, например $10 \text{ м/сек} = 1 \text{ мм}$, вектор c_1 под углом α_1 (рис. 2-32 и 2-33). Из конца этого вектора откладываем взятый в том же масштабе вектор u ; откладываем его в сторону, противоположную направлению действительного движения, так как вектор u нужно вычесть из вектора c_1 .

Соединив начало вектора c_1 с концом вектора u , получим треугольник, в котором сторона w_1 представит собой геометрическую разность скоростей c_1 и u , т. е. выразит искомую относительную скорость вступления пара на лопатки.

Вектор w_1 будет направлен под углом β_1 к плоскости вращения диска. Очевидно, что β_1 и есть тот правильный угол профиля лопатки, при котором струя вступит на лопатку без удара. Возможность удара и связанной с ним потери кинетической энергии появится только при изменении скорости c_1 истечения пара из сопла или при изменении окружной скорости u или, наконец, при отклонении струи от оси сопла.

Внутренняя часть лопатки (рабочая поверхность I по рис. 3-61) обычно очерчена по дуге окружности. Пройдя по лопаточному каналу, пар будет уходить из него с относительной скоростью w_2 , направленной под углом β_2 , который определяется направлением профиля спинки лопатки при выходе пара. В активных ступенях угол β_2 часто выбирают равным углу

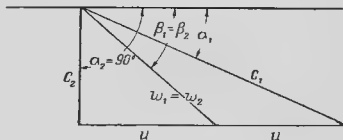
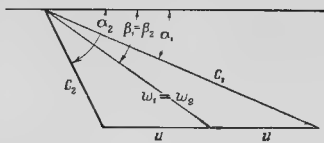


Рис. 2-33. Треугольники скоростей одноступенчатой активной турбины при различных u/c_1 .

β_1 . Относительная скорость w_2 будет несколько меньше скорости w_1 , так как при протекании пара по междуплощадочному каналу происходят потери кинетической энергии. Величину w_2 можно определить в этом случае из уравнения

$$w_2 = \psi w_1,$$

где ψ (пси) — скоростной коэффициент рабочих лопаток (это уравнение справедливо для активной ступени).

Абсолютная скорость c_2 выхода пара с рабочих лопаток и угол ее направления α_2 могут быть определены построением второго (выходного) треугольника скоростей. Для этого строим вектор w_2 под углом β_2 и от конца его откладываем вектор окружной скорости u . Соединив начало вектора w_2 прямой с концом вектора u , получим вектор c_2 , представляющий собой геометрическую сумму векторов относительной и окружной скорости (см. рис. 2-32).

Абсолютная скорость c_2 представляет собой скорость, не использованную на лопатках. Поэтому интересно рассмотреть, при каких условиях c_2 будет иметь наименьшую величину.

Допустим, пренебрегая потерями, что относительные скорости w_1 и w_2 равны. Тогда при равенстве углов β_1 и β_2 мы можем повернуть выходной треугольник и совместить его вершину с вершиной входного треугольника так, чтобы стороны w_1 и w_2 совпали (рис. 2-33 сверху). Рассматривая полученную фигуру, мы увидим, что при данных c_1 и α_1 величину

¹ Напомним, что вектором скорости называется отрезок прямой, длина которого в определенном масштабе выражает величину скорости движущегося тела, а направление соответствует направлению движения этого тела.

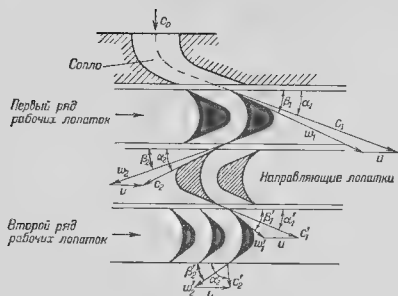


Рис 2-34. Треугольники скоростей для двухвещного активного диска.

c_2 можно изменять, увеличивая или уменьшая u . Наименьшее значение c_2 получит при $\alpha_2 = 90^\circ$ (рис. 2-33 снизу); этому значению будет соответствовать некоторая окружная скорость, величину которой можно определить из полученного прямоугольного треугольника:

$$2u = c_1 \cos \alpha_1,$$

откуда

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Очевидно, что это равенство справедливо для любого угла наклона сопла.

Полное использование кинетической энергии на лопатках имеет место при $c_2 = 0$ (теоретический случай); это условие будет соблюдено при $\alpha_1 = 0$, т. е. при $\cos \alpha = 1$. Следовательно, при этом

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}.$$

Таким образом, мы снова приходим к выводу, уже полученному иным методом выше (стр. 42).

Практически, как мы уже отметили, в паровой турбине обычного типа нет возможности, да и невыгодно подводить пар к лопаткам под слишком малым углом α_1 .

Обычно α_1 берёт от 14 до 20° и наимыгоднейшее $\frac{u}{c_1}$ получается равным от 0,45 до 0,49.

Наличие трения и утечек в ступени приводит к некоторому снижению наимыгоднейшего значения отношения $\frac{u}{c_1}$. В одноступенчатых турбинах это отношение нередко принимают равным от 0,35 до 0,3, что позволяет при данном

тепловом перепаде применять диски меньших диаметров.

Нужно отметить, что правильный выбор $\frac{u}{c_1}$ при расчете турбины является одним из решающих факторов экономичности.

При расчете активной турбины с несколькими ступенями давления треугольники скоростей строит указанным выше методом отдельно для каждой ступени, причем они имеют в общем такой же вид, как изображенные на рис. 2-32. Несмотря на то производится построение треугольников скоростей для турбины со ступенями скорости, так как в этом случае кинетическая энергия струи пара используется не в одном, а в двух (или нескольких) рядах рабочих лопаток, движущихся с одинаковой окружной скоростью.

Треугольники скоростей для двухвещного диска показаны на рис. 2-34. Пар поступает из сопла на лопатки первого ряда с абсолютной скоростью c_1 , направленной под углом α_1 ; относительная скорость при входе на рабочие лопатки первого ряда будет w_1 , а при выходе с них — w_2 . Абсолютная скорость c_2 при выходе с первого ряда рабочих лопаток имеет значительную величину (так как окружная скорость в этом случае мала по сравнению с c_1 , отношение $\frac{u}{c_1}$ берется равным приблизительно $\frac{1}{4}$).

Со скоростью c_2 пар вступает в направляющие лопатки. Так как направляющие лопатки неподвижны, то работы в них пар не совершает, а лишь изменяет свое направление; при этом скорость пара несколько падает и при построении треугольника входных скоростей для второго ряда лопаток нужно исходить из абсолютной скорости c_2 , которая только немного меньше c_1 . Построение треугольников скоростей для второго ряда рабочих лопаток производится так же, как и для первого ряда, учитывая, что оба ряда лопаток имеют одинаковую окружную скорость.

При построении треугольников скоростей для реактивной турбины нужно учитывать, что в каналах, образованных рабочими лопатками, происходит расширение пара, а следовательно, и возрастание его скорости. Пар подводится к направляющим лопаткам, образующим сопло, со скоростью c_0 , расширяется и со скоростью c_1 подходит под углом α к рабочим лопаткам (рис. 2-35). Обычным образом строится входной треугольник скоростей и определяется относительная ско-

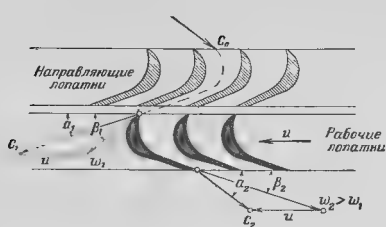


Рис. 2 35. Треугольniki скоростей реактивной турбины.

рость, с которой пар входит на рабочие лопатки, а также угол β_1 .

В связи с тем, что между рабочими лопатками так же происходит расширение пара, относительная скорость w_2 выхода пара из каналов, образованных рабочими лопатками, будет больше w_1 . Величину w_2 определяют вычислением. Если принять, как это обычно бывает, что к направляющим лопаткам пар подходит со скоростью $c_0 = w_1$ и что теплоперепады на направляющих и рабочих лопатках одинаковы, то скорость w_2 будет равна скорости c_1 . Зная относительную скорость w_2 , нетрудно построением обычного треугольника скоростей определить абсолютную скорость c_2 выхода пара из рабочих лопаток. При одинаковых профилях рабочих и направляющих лопаток углы β_2 и α_1 равны и оба треугольника получаются совершенно одинаковыми, что позво-

ляет обходиться построением только одного из них.

Удар лопатки о частицы воды. Познакомившись с построением треугольников скоростей, мы можем графически изобразить схему явления, происходящих при работе ступени турбины влажным паром. По выходе из сопел или направляющих лопаток капельки влаги, содержащиеся в паровой струе, будут иметь абсолютную скорость $c_{1в}$, меньшую, чем абсолютная скорость c_1 потока пара. Построив треугольники скоростей для влаги и пара (рис. 2-36), мы увидим, что направления относительных скоростей $w_{1в}$ — капельки воды и w_1 — потока пара — не совпадут. Безударное вступление на кромку лопатки будет обеспечено при работе турбины только для потока пара; что же касается капелек влаги, то направление их относительной скорости будет таково, что капельки будут вступать на лопатки неизбежно с ударом в верхнюю часть спинки лопатки.

Аналогичное явление можно наблюдать на переднем стекле автомобиля, движущегося под косым дождем (рис. 2-36, вверху); переднее стекло автомобиля может оставаться сухим при очень медленном движении, но начнет смачиваться, как только скорость автомобиля u превысит определенную величину и относительная скорость дождевых капель будет наклонена против движения автомобиля.

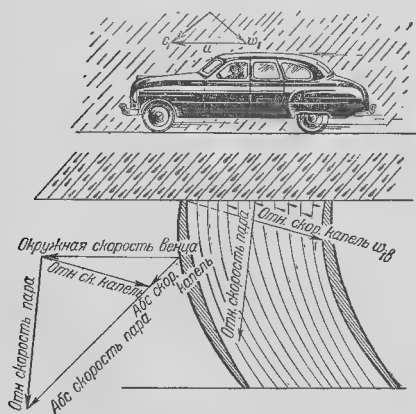


Рис. 2-36 Действие капель воды на спинки лопаток



Рис. 2 37. Лопатки, изношенные влажным паром

Удары капелек влаги о лопатки вызывают изнашивание (эрозию) спинки лопаток со стороны входа пара. Этот износ достигает наибольшей степени у концов лопаток (рис. 2-37), так как частицы воды отбрасываются центробежной силой к периферии лопаточного венца. Подробнее вопрос об эрозии лопаток будет рассмотрен в гл. 8.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Современное турбостроение представляет собой хорошо развитую отрасль техники. Паровые турбины строятся в качестве стационарных турбин, устанавливаемых главным образом на электростанциях (реже в заводских силовых установках), и транспортных, главным образом судовых турбин. В этой книге мы будем рассматривать только стационарные турбины. Однако и среди стационарных турбин существует много разновидностей, отличающихся друг от друга как особенностями теплового процесса, так и конструктивным выполнением.

Существующие на практике типы стационарных турбин можно разделить следующим образом.

А. По назначению стационарные турбины мы разделим на:

1. Чисто конденсационные турбины, служащие для превращения максимальной возможной части теплоты пара в механическую работу. Эти турбины работают с выпуском отработавшего пара в конденсатор, где поддерживается глубокий вакуум. Из промежуточных ступеней этих турбин обычно отбирается, как указывалось выше, некоторое количество пара для целей регенерации (подогрева конденсата). В соединении с генераторами переменного электрического тока турбины этого типа являются в настоящее время основным оборудованием районных электростанций.

2. Теплофикационные турбины, служащие для получения электрической и тепловой энергии. К ним относятся:

а) *Турбины с противодавлением*, весь отработавший пар которых используется для целей нагревания. В этих турбинах расширение пара обычно ведется до давления большего, чем атмосферное (от 1,2 до 5 ата, а иногда и выше), что позволяет использовать отработавший пар в соответствующих теплообменниках для производственных или бытовых нужд (отопление, варка, сушка и т. п.). Постоянство давления отработавшего пара у этих турбин поддерживается при помощи специальных регуляторов давления.

У некоторых турбин с противодавлением отработавший пар отводится в конденсатор с неглубоким вакуумом, вследствие чего охлаждающая вода конденсатора получает сравнительно высокую температуру и может быть использована для целей производства или отопления. Такие турбины называются турбинами с ухудшенным вакуумом.

б) *Турбины с регулируемым отбором пара*, у которых часть пара отводится из одной или нескольких промежуточных ступеней для целей нагревания, а остальной пар идет в конденсатор. Давление пара, отбираемого от этих турбин, поддерживается в определенных границах при помощи специальных регуляторов давления.

в) *Турбины с регулируемым отбором и противодавлением*, у которых часть пара отводится из одной или нескольких промежуточных ступеней для целей производства, а отработавший пар также направляется из выпускного патрубка для целей нагревания.

3. Турбины специального назначения; их в свою очередь можно разделить на следующие группы:

а) *Турбины мятого пара*, работающие отработавшим паром поршневых машин и паровых молотов, имеющим обычно давление немного выше атмосферного.

б) *Турбины двух давлений*, использующие, кроме свежего пара, отработавший пар поршневых машин, паровых молотов и т. д.; этот пар подводится в одну из промежуточных ступеней турбины.

К турбинам специального назначения можно также отнести предвключенные турбины, представляющие собой турбины с высоким начальным давлением пара (60—220 ат) и высоким противодавлением (15—30 ат); отработавший пар этих турбин обычно используется для работы конденсационных турбин нормального типа при модернизации электростанций.

Б. По способу расширения пара и действия его на рабочие лопатки различают:

1. Активные турбины, которые в свою очередь можно разделить на пять групп:

а) *Турбины с одной ступенью давления и одной ступенью скорости* (рис. 2-38). Расширение пара в соплах происходит в один прием от давления при входе в турбину до конечного давления, с которым пар покидает турбину, и вся кинетическая энергия пара используется одним венцом лопаток по активному принципу. Турбины этого типа строят только небольшой мощности; обычно они де-

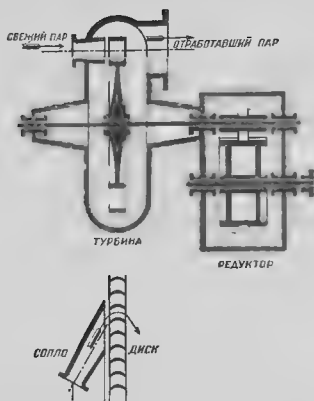


Рис. 2-38. Схема активной турбины с одной ступенью давления и одной ступенью скорости.

лают большое число оборотов и требуют применения редуктора.

Для привода вспомогательных масляных насосов главных турбин применяются такие турбинки без редукторов; они малоэкономичны, но просты и надежны в работе (рис. 3-107).

б) Турбины с одной ступенью давления и несколькими ступенями скорости. Их схема отличается от представленной на рис. 2-38 лишь тем, что диск снабжен несколькими рядами рабочих лопаток, между которыми установлены направляющие лопатки; процесс в них был рассмотрен выше. Такие турбины могут быть построены без редуктора и нередко применяются для привода питательных и других насосов электростанций; работают они обычно с противодавлением. Пример конструкции см. рис. 3-108.

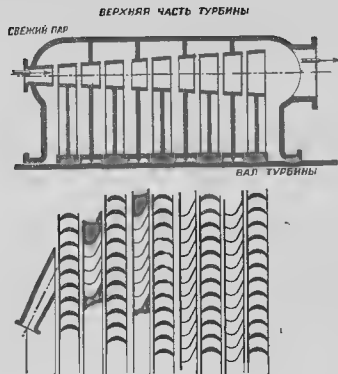


Рис. 2-40. Схема активной турбины с несколькими ступенями давления.

Встречаются также турбины небольшой мощности и с одним рядом рабочих лопаток, но с перепуском пара по направляющим капалам или лопаткам, установленным за рабочими лопатками так, что струя пара 2 или 3 раза проходит через венец лопаток (см. схему на рис. 2-39). Выпуск отработавшего пара в таких турбинах при двух ступенях скорости производится с передней стороны рабочих лопаток.

в) Турбины с несколькими ступенями давления, с одной ступенью скорости в каждой ступени давления (рис. 2-40). В каждой ступени имеется только один диск с одним венцом лопаток. Пар последовательно переходит из одной ступени в другую, каждый раз частично расширяясь в соплах, установленных в диафрагмах. Впуск пара — обычно парциальный в первых ступенях и полный — в последних. В первых ступенях давление пара еще значи-

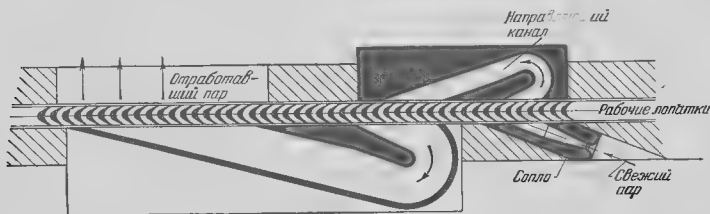


Рис. 2-39. Схема проточной части односкоростной турбины с тремя ступенями скорости.

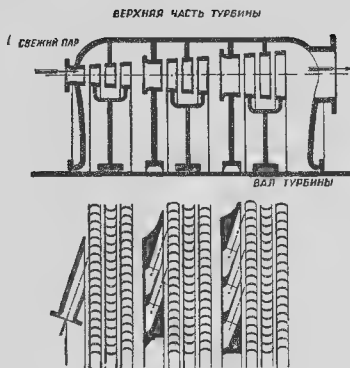


Рис. 2-41. Схема активной турбины со ступенями давления и скорости.

тельно, что вызывает необходимость массивной конструкции корпуса. Уплотнение вала со стороны впуска пара рассчитано на высокое давление. Осевое давление вала незначительное, так как разность давлений по обе стороны одного и того же диска может быть лишь небольшой. Число ступеней у турбин средней мощности не превышает 10—20. Пример конструкции см. рис. 4-27.

г) Турбины, состоящие из нескольких ступеней давления со ступенями скорости (рис. 2-41). Корпус турбины разделен диафрагмами на отдельные камеры; из одной камеры в другую пар может попасть только через сопла, в которых происходит его расширение. В каждой камере имеется один диск с двумя или тремя венцами лопаток, между которыми находятся секции неподвижных направляющих лопаток, прикрепленных к корпусу (направляющие аппараты). Пар расширяется в соплах каждой камеры только частично, передает часть своей скорости первому венцу лопаток, меняет направление, пере-



Рис. 2-42. Схема комбинированной активной турбины.

дает остаток скорости второму венцу и переходит в следующую камеру через сопла, опять приобретая кинетическую энергию. Число ступеней давления обычно не превышает пяти, а чаще равно двум-трем. Этот тип турбин встречается редко.

д) Комбинированные турбины (рис. 2-42). В первой ступени давления устанавливают диск Кертиса (две ступени скорости), в остальных ступенях — простые одновенечные диски. Турбины этого типа строит большинство заводов СССР (ДМЗ, Кировский завод, ХТЗ им. Кирова и др.).

Достоинства их следующие: 1) меньшая длина по сравнению с турбиной, имеющей только ступени давления; 2) меньший расход пара по сравнению с турбиной, имеющей ряд ступеней давления со ступенями скорости; 3) двухвенечный диск в первой ступени перерабатывает значительный перепад давлений, благодаря чему корпус испытывает меньшие напряжения от давлений и от разности температур в передней и задней частях его. Кроме того, применение двухвенечного диска способствует устойчивости к п. д. турбины при колебаниях нагрузки. Примеры конструкций см на рис. 4-1, 4-9, 4-23, 4-28, 4 31 и др. Заметим, что активные турбины большой мощности в последней ступени часто имеют степень реактивности до 50% и выше.

2. Реактивные турбины (рис. 2-43). Ротор турбины выполняется в виде барабана, на котором укреплены лопатки. Направляющие лопатки укреплены в корпусе турбины. Расширение пара происходит как на неподвижных, так и на подвижных лопатках. Тепловые перепады на ступень и скорости пара невелики (от 50 до 250 м/сек), поэтому число

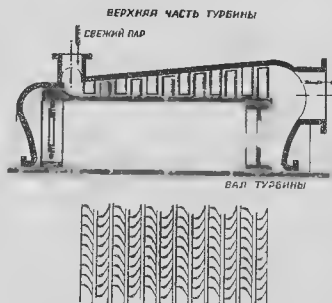


Рис. 2-43. Схема реактивной турбины

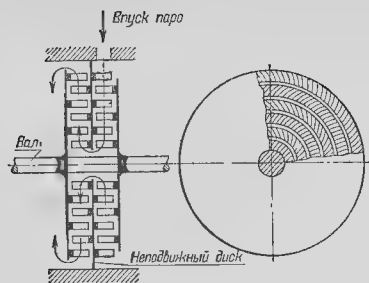


Рис. 2-44. Схема радиальной реактивной турбины с неподвижными направляющими лопатками.

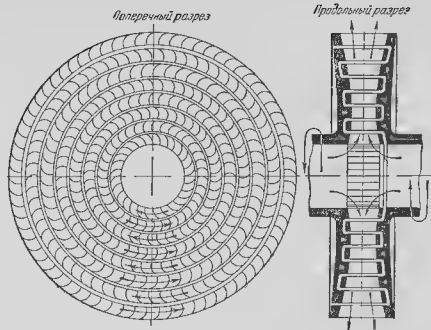


Рис. 2-45. Схема радиальной реактивной турбины с взаимно противоположным вращением дисков.

ступеней велико (в некоторых случаях достигает 75 - 100).

Реактивные турбины нередко выполняются также в виде радиальных турбин, в которых поток пара идет в направлении, перпендикулярном валу. Схемы таких турбин представлены на рис. 2-44 и 2-45, первая из них работает со степенью реактивности 50%, вторая — со степенью реактивности 100%, так как в ней нет неподвижных лопаток. Примеры конструкции турбин первого типа см. на рис. 6-12 и второго типа — на рис. 4-72 и 4-80.

3. Комбинированные активно-реактивные турбины, которые можно разделить на:

а) турбины, имеющие первую (регулирующую) ступень активного типа с одной или двумя ступенями скорости и остальные реактивные ступени; это довольно распространенный за границей тип комбинированной турбины (рис. 4-45, 4-46 и др.);

б) турбины, состоящие в части высокого и среднего давления из ряда активных ступеней, а в части низкого давления — из ряда реактивных ступеней.

Рис. 2-46 изображает схему устройства такой турбины комбинированного типа. Часть высокого давления состоит из двухвального диска, часть среднего давления из нескольких ступеней с одновальными дисками и часть низкого давления из нескольких реактивных ступеней. Рабочие лопатки реактивной части низкого давления при высоких числах оборотов турбины из соображений большей прочности располагаются нередко на барабане, составленном из ряда дисков с широкими ободами.

В. По числу оборотов турбины можно подразделить на:

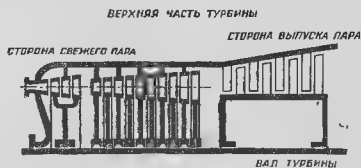


Рис. 2-46. Схема активно-реактивной турбины.

1. Турбины со стандартным числом оборотов 3000 в минуту (стр. 68). На это число оборотов в настоящее время строятся все стационарные турбины, предназначенные для привода генераторов электрического тока в Советском Союзе.

2. Турбины с пониженным числом оборотов — менее 3000 в минуту. К ним относятся турбины более старых конструкций, главным образом турбины большой мощности.

3. Турбины с повышенным числом оборотов больше 3000 в минуту. Такие турбины, как правило, выполняются небольших мощностей (до 6000 квт) ¹ и соединяются с генератором через редуктор (рис. 4-9).

Г. По направлению движения потока пара различают:

1. Осевые (аксиальные) турбины, у которых направление потока пара от начала до конца расширения в турбине — вдоль оси турбины; это наиболее распространенный тип.

¹ Это не относится к главным судовым турбозубчатым агрегатам, мощность которых достигает десятков тысяч лошадиных сил.

2. Радиальные турбины, у которых направление потока пара радиальное, т. е. перпендикулярное главному валу, а рабочие лопатки расположены параллельно оси вращения.

3. Аксиально-радиальные турбины, представляющие собой комбинацию аксиальных и радиальных ступеней. Конструктивный пример такой турбины см. на рис 4-72.

Д. По числу корпусов турбины подразделяются на:

1. Однокорпусные турбины, у которых все ступени размещены в одном корпусе; эти турбины представляют собой наиболее простой и дешевый тип

2. Многокорпусные турбины, ступени которых размещены в нескольких корпусах. Многокорпусная конструкция позволяет применять большее число ступеней и обладает обычно более высоким к. п. д., но в то же время она оказывается, как правило, более дорогой, тяжелой и сложной в изготовлении и эксплуатации. К многокорпусной конструкции прибегают в турбинах очень большой мощности, требующих разделения потока в части низкого давления, а также в турбинах для высоких параметров пара, требующих высококачественных металлов в головной части турбины

Из многокорпусных турбин наибольшее распространение имеют двухкорпусные, реже встречаются трехкорпусные и только в единичных случаях—четырекорпусные турбины.

Е. По числу валов следует различать:

1. Одновальные турбины, у которых валы всех корпусов турбины соединены между собой в одно механическое целое и лежат на одной прямой. К этой же группе следует отнести турбины с зубчатыми передачами (редукторные турбины), хотя в этом случае валы турбины и редуктора несколько смещены.

Одновальная турбина приводит в действие один генератор (или один компрессор).

2. Многовальные турбины, представляющие собой агрегаты, состоящие из двух или трех параллельно расположенных одновальных турбин, связанных общностью теплового процесса. Эта конструкция применяется редко и почти исключительно для машин очень большой мощности. Число приводимых многовальной турбиной генераторов равно числу валов турбины (рис. 4-84).

Многовальным агрегатом может быть названо также сочетание турбины с противодавлением и турбины мягкого пара (например, турбины АПР-12 с турбиной МК-6-1) или предвключенной турбины и турбины, рассчитанной на умеренные начальные параметры

пара (например, турбины ВР-25-1 с турбиной АТ-25-1).

Ж. По расположению конденсационной установки бывают:

1. Турбины подвального типа, имеющие конденсатор, расположенный в подвале машинного зала.

2. Бесподвальные турбины (рис. 4-9), у которых вся установка находится над уровнем пола машинного зала, что удешевляет фундамент турбоагрегата и упрощает обслуживание турбины. Такие турбины получили распространение в агрегатах мощностью до 12 000 кВт.

З. По выполняемым на электростанции функциям различают:

1. Главные или базовые турбины, несущие основную нагрузку станции и имеющие высокий к. п. д. при максимальной длительной нагрузке.

2. Пиковые турбины, служащие для покрытия пиковых нагрузок; отличительная особенность их — возможность быстрого включения в работу.

3. Турбины собственных нужд, обеспечивающие потребность самой электростанции в энергии; эти турбины должны удовлетворять требованиям особой надежности в работе.

Приведенная классификация не исчерпывает всех возможных вариантов конструктивного выполнения турбин и относится только к стационарным турбинам электростанций. Установленной в этой классификации терминологией мы будем пользоваться в дальнейшем изложении.

ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИН

Принятая в СССР и во всех странах Европы частота электрического тока 50 *пер/сек* приводит к тому, что число оборотов турбины, непосредственно соединенной с генератором, должно быть 1000, 1500 или 3000 в минуту.

Из двух турбин одной и той же мощности и конструкции меньших размеров будет та, которая делает больше оборотов в минуту.

Вес турбины на 3000 *об/мин* в $1\frac{1}{2}$ —2 раза меньше веса турбины такой же мощности и рассчитанной на те же параметры пара, но на 1500 *об/мин*.

Кроме того, основные детали быстроходной турбины (валы, диски, корпуса) имеют значительно меньшие размеры, и следовательно, изготовление отливок и поковок и обработка их на заводе облегчаются, удешевляются и не требуют такого мощного оборудования, как для тихоходной турбины такой же мощности.

В качестве примера укажем, что вес ротора турбины ТН-250 мощностью 50 000 *квт* на 1500 *об/мин*, ранее изготовлявшейся Ленинградским металлургическим заводом имени ХХII съезда КПСС (ЛМЗ), составляет 32,5 т, а вес ротора турбины АК-50-2 той же мощности, построенной этим же заводом на несколько лет позже на те же параметры пара, 3000 *об/мин*, составил только 15,5 т.

Снижение веса машин имеет большое народнохозяйственное значение.

Наибольшая мощность, на которую можно построить турбину определенного типа, зависит от числа ее оборотов. Предель ставит последняя ступень турбины, которая должна пропустить пар при наибольшем его объеме, причем скорость протекания пара нельзя существенно повышать без ухудшения к. п. д. турбины из-за увеличения выходной потери (стр. 53).

Пропускная способность последней ступени будет тем больше, чем длиннее ее лопатки и чем больше диаметр окружности, на которой они сидят. Ее ограничивают те напряжения в материале, которые можно безопасно допустить, так как с увеличением длины лопаток и диаметра диска или барабана напряжение в материале повышается главным образом в связи с возрастанием центробежных сил.

Турбина наибольшей возможной мощности для определенного числа оборотов называется турбиной «предельной мощности».

Это понятие имеет значение только применительно к чисто конденсационным турбинам, так как предельная мощность турбин с противодавлением или большими отборами пара значительно превышает практически выполняемые мощности агрегатов.

«Предельная мощность» не есть какая-то постоянная величина: она непрерывно повышается с прогрессом техники и, в частности, металлургии.

Повышение «предельной мощности» может быть достигнуто при:

1) улучшении качества материала частей ротора и применении специальных конструкций, повышающих его прочность;

2) повышении начальных параметров пара и развитии системы регенерации; это приводит к уменьшению пропуска пара в часть низкого давления при заданной мощности турбины;

3) разделении потока пара в последних ступенях; это приводит к тому, что через проточную часть последней ступени будет проходить не весь пар.

В многокорпусных турбинах пар нередко подводят к середине корпуса низкого давления, откуда он разветвляется в две стороны,

каждая из которых имеет точно одинаковые ступени и пропускает половинное количество пара. Такая конструкция носит название двухпоточной (см. рис. 4-34, 4-37, 4-44 и др.).

Предельная мощность турбины может быть также увеличена за счет ухудшения вакуума и увеличения скорости выхода пара из последней ступени, но это снижает экономичность турбины.

Лет сорок назад предельная мощность однопоточной конденсационной турбины на 3000 *об/мин* составляла около 10 000 *квт*. Лет десять назад предельная мощность для такой турбины уже достигла 50 000 *квт*.

Примером такой машины является турбина ВК-50-1 (рис. 4-31), спроектированная и построенная ЛМЗ.

Применением сдвоенных и строенных (рис. 4-83) частей низкого давления можно повысить «предельную мощность» до очень большой величины. В связи с этим действующий в настоящее время ГОСТ 3618-58 на типы паровых турбин уже не предусматривает другого числа оборотов, кроме 3000 в минуту. Практически наибольшая мощность, на которую возможно при современном состоянии техники построить турбогенератор, ограничивается уже не турбиной, а генератором, и составляет около 500 000 *квт* при 3000 *об/мин*. При необходимости создать агрегат еще большей мощности прибегают к двухваловой конструкции с двумя генераторами (см., например, рис. 4-85 и 4-86). Наши турбинные заводы работают в настоящее время над созданием турбин мощностью до 1 млн. *квт* в одном агрегате. Однако дублирование валов и установка второго генератора усложняют и удорожают агрегат. Поэтому тенденция дальнейшего увеличения мощности одновальных машин еще долго не потеряет своего значения.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАДАЧИ

1. В чем заключается различие в принципах действия паровой турбины и поршневой паровой машины?
2. Что происходит с паром при его расширении?
3. Определите скорость истечения пара при адiabатическом расширении от начального давления 29 *ата* и температуры 400° С до давления 2 *ата*.
4. Что называется относительным эффективным к. п. д. турбины?
5. Почему лопатки турбины имеют криволинейные очертания?
6. В каких случаях следует применять расширяющиеся сопла?
7. В чем заключается особенности рабочего процесса активных турбин?
8. С какой целью применяют ступени давления?
9. Почему лопатки последних ступеней турбины имеют большую высоту, чем лопатки первых ступеней?

10. Какие преимущества дает установка двухвечного диска в первой ступени давления турбины?
11. Что такое парциальный выпуск пара?
12. При каких условиях возникает реактивная сила?
13. Почему зазоры между направляющими и рабочими лопатками реактивных турбин должны иметь небольшую величину?
14. Что такое степень реактивности?
15. Чем объясняется то, что у активных турбин практически всегда имеется осевое давление?
16. Что учитывают скоростные коэффициенты φ и ψ ?
17. Какие потери имеют место в ступени турбины?
18. Как будет изменяться расход пара через расширяющееся сопло при понижении начальных параметров пара?
19. В чем заключаются особенности расширения пара в сопле с косым срезом?
20. Почему в последних ступенях конденсационной турбины происходит изнашивание лопаток?

21. Какие турбины называются радиальными?
22. Для какой цели служит редуктор между турбиной и генератором?
23. Что такое «турбина предельной мощности»?
24. Определите часовой расход топлива электростанции с паровой турбиной мощностью $N_э = 25\ 000$ кВт, работающей с полной нагрузкой, если известны следующие данные: топливо — торф с теплотворной способностью $Q_п = 3\ 000$ ккал/кг; к. п. д. котельной установки $\eta_{к.у.} = 0,82$, температура питательной воды 100°C ; начальные параметры пара $p_0 = 33$ атa, $t_0 = 425^\circ\text{C}$; давление в конденсаторе $p_1 = 0,04$ атa; относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{от} = 0,80$; к. п. д. генератора $\eta_г = 0,97$.
25. Определите мощность, развиваемую турбиной, и ее удельный расход пара, если она работает паром с начальными параметрами $p_0 = 18$ атa и $t_0 = 320^\circ\text{C}$, в конденсаторе поддерживается вакуум $H = 720$ мм рт. ст. при барометрическом давлении $B = 750$ мм рт. ст., паромер перед турбиной показывает расход пара $19\ 500$ кг/ч, а относительный эффективный к. п. д. $\eta_{от} = 0,76$.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ТУРБИНЫ

Паровая турбина состоит из следующих основных частей и механизмов:

- 1) фундаментной плиты; 2) корпуса (цилиндра) с направляющими аппаратами, диафрагмами и уплотнениями; 3) подшипников; 4) ротора; 5) механизма регулирования; 6) системы смазки.

Вращающейся частью турбины является ротор; по аналогии с электрическими машинами неподвижную часть ее называют иногда статором.

Рассмотрим отдельно устройство и назначение каждой из перечисленных выше частей и механизмов турбины

Фундаментная плита

Фундаментная плита является опорой для корпуса турбины и статора генератора и создает между ними связь, при которой правильное взаимное положение их не должно нарушаться.

Ввиду отсутствия в турбогенераторе возвратно-поступательно движущихся частей и связанной с ними неравномерности работы фундаментная плита может быть сравнительно легкой конструкции и обычно выполняется в виде сварной стальной или пустотелой чугунной рамы.

Фундаментная плита турбогенератора большой мощности представляет собой цель-

ную отливку; при средних и больших мощностях плита выполняется составной из двух и более (до пяти) частей.

Для облегчения веса агрегата иногда устанавливают общую плиту только под генератор и выпускной конец турбины; передний подшипник ее в этом случае покоится на особой плите, связанной тягами с основной.

Внутреннее пространство пустотелой плиты иногда используется резервуар для масла (рис. 6-25).

На рис. 3-1 изображена турбинная часть составной плиты; места установки лап корпуса обозначены цифрами 1, стойки переднего подшипника — 2; соединение со второй половиной плиты производится по фланцу 3-3.

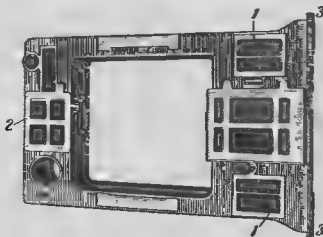


Рис. 3-1. Турбинная часть фундаментной плиты турбогенератора.

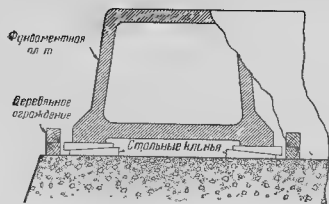


Рис. 3-2. Установка фундамента плиты на фундамент.

При монтаже турбины фундаментная плита устанавливается на стальные клинья, положенные на заранее приготовленный фундамент (рис. 3-2). Перемещением клиньев добиваются горизонтальности положения плиты, для проверки чего к обработанным плоскостям последней прикладывают точный уровень (ватерпас). Составная из нескольких частей плита должна быть собрана и крепко стянута болтами еще до установки на клинья. После того как положение плиты точно выверено, фундаментные болты слегка затягивают и устанавливают на плиту стойки подшипников, корпус и ротор турбины. После окончательной выверки плиты, нагруженной этими деталями, ее положение фиксируют подливкой цементного раствора, вытекание которого предупреждается деревянным ограждением (опалубкой).

Перед заливкой нужно заменить клинья толстыми плоскими стальными подкладками, так как клинья имеют тенденцию разьежжаться при вибрации машины.

После затвердения цемента (обычно 5—6 дней) фундаментные болты могут быть затянуты окончательно.

Вместо клиньев для первоначальной выверки турбины иногда пользуются домкратиками (джек-болтами).

Корпус турбины

Корпус турбины часто называют цилиндром. Название это пришло из практики эксплуатации поршневых паровых машин и мало подходит к конструктивным данным турбины. Поэтому термином «цилиндр» мы не будем пользоваться в дальнейшем изложении.

Корпуса турбин почти всех конструкций выполняют разъемными в горизонтальной плоскости; кроме того, в части низкого давления обычно имеется разъем в вертикальной плоскости. Сторона низкого давления крепится к фундаментной плите так, что определенная точка корпуса оказывается неподвижной

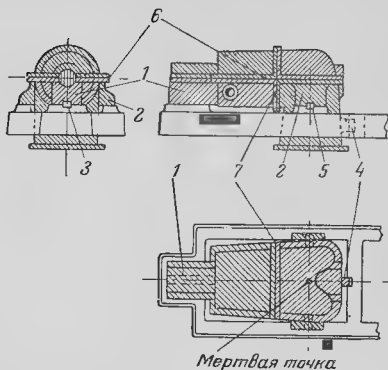


Рис. 3-3. Схема крепления корпуса на фундаментной плите.

(мертвой) при тепловых деформациях корпуса; сторона высокого давления обычно подвешена к переднему¹ подшипнику и при удлинении корпуса от нагревания имеет возможность смещаться в осевом направлении по направлению. Мертвую точку иногда называют фикс-пунктом.

Крепление корпуса к фундаментной плите должно быть выполнено так, чтобы расширение при нагревании происходило свободно, но при этом не нарушалось совпадение геометрических осей турбины и генератора.

Один из методов такого крепления приведен на рис. 3-3. Корпус опирается на фундаментную плиту стойкой 1 переднего подшипника и боковыми лапами 2, отлитыми вместе с выпускным патрубком. При удлинении корпуса стойка переднего подшипника может скользить в осевом направлении по плите, причем продольная шпонка 3 удерживает его от смещения вбок. Со стороны низкого давления такую же функцию выполняет выступ 4, входящий в соответствующую выемку (паз) в поперечные плиты. Поперечные шпонки 5, заложженные между лапами и плитой, не допускают смещения лап вдоль оси турбины, но позволяют корпусу свободно расширяться в стороны. Таким образом, неподвижной (мертвой) точкой в корпусе турбины является точка пересечения осей, проведенной через шпонки 5, с вертикальной плоскостью симметрии, проходящей через шпонки 3 и 4.

¹ Передней стороной или стороной высокого давления турбины называют сторону выпуска пара.

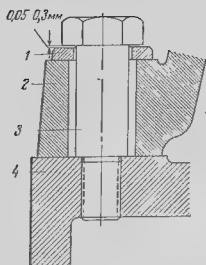


Рис. 3-4. Крепление скользящей лапы к фундаментной плите.

Для того чтобы лапа 2 (рис. 3-4) корпуса могла скользить по плите 4 вдоль шпонок, под головкой болта 3, крепящего лапу, оставляют небольшой зазор; отверстие для болта в лапе делают больше диаметра болта на величину максимального перемещения лапы. Возможность свободного перемещения лапы можно в любой момент проверить по шайбе 1, которая должна свободно вращаться под головкой болта.

Скользящие опорные поверхности и шпопки во избежание заеданий должны быть перед сборкой тщательно очищены и натерты графитом или смазаны ртутной мазью.

Состав ртутной мази следующий; ртути 30% (по весу), сала коровьего 5%, сала свиного 65%. К смеси добавляется графит в порошок в объеме, равном объему смеси.

Изображенный на рис. 3-3 корпус имеет разъем в горизонтальной плоскости и разъем 7 в вертикальной плоскости. Фланцы корпуса в плоскостях разреза стягиваются болтами или шпильками. Затягивание гаск у болтов и шпильки небольшого размера производится ключом, удлиненным трубой до 2 м длины. У турбин высокого давления затяжка болтов должна быть очень сильной во избежание просачивания пара. Поэтому болты, стягивающие фланцы таких турбин, выполняют из хромоникелемолибденовой стали, хорошо переносящей действие высоких температур, располагают их очень близко друг к другу (рис. 3-6) и при затягивании применяют прогрев болтов.

В настоящее время для прогрева применяют три способа:

1. Автогенной горелкой с длинным нережущим пламенем, которое вводят в отверстие, просверленное в болте (рис. 3-5).

Гайка болта должна быть предварительно затянута до отказа в холодном состоянии. По-

сле прогрева болт удлиняется и гайка может быть повернута еще на $1/10-1/6$ оборота в зависимости от длины болта.

2. Электрическим нагревательным аппаратом (индукционным или с угольным электродом), вставляемым в отверстие болта.

3. Паром или горячим воздухом, струя которого направляется в сверление болта.

Между температурами корпуса турбины и болтов или шпильки, стягивающих его фланцы, всегда имеется разность, вызывающая дополнительные напряжения в материале болта или шпильки, особенно большие при пуске турбины. Температура шпильки, имеющих хороший контакт с корпусом по резьбе, всегда ближе к температуре корпуса, чем температура болтов. С целью снижения разности температур корпуса и стяжных болтов отечественные заводы с успехом применяли засыпку алюминиевой пудры в зазоры между болтами и отверстиями корпусов для улучшения теплопередачи от корпуса к болтам. Этим путем удавалось снизить разность температур со 100 до 20° С.

Перед сборкой турбины фланцы горизонтального разреза корпуса тщательно очищают, подшавривают и покрывают мастикой, состоящей из графита на вареном льняном масле; иногда в состав мастики вводят сурик, белила и другие составляющие.

Корпусу турбины стараются придать по возможности простую форму. Размеры корпуса определяются размерами проточной части турбины. Часто корпус имеет вначале большой диаметр, соответствующий диаметру регулирующей ступени, затем, ограничивая камеру регулирующей ступени, он резко уменьшается и далее плавно увеличивается в соответствии с ростом диаметра ступеней турбины по мере расширения пара. Иногда диаметр корпуса, следуя за диаметрами проточной части, изменяется несколькими резко выраженными ступенями.

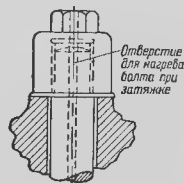


Рис. 3-5. Верхняя часть стяжного болта фланцев корпуса турбины.

Во внутреннюю часть корпуса реактивной турбины, в пазы, выполненные обычно прямо в корпусе, устанавливают кольцевые ряды направляющих лопаток, образующие сопла (рис. 2-20).

В активных турбинах в корпус закладываются диафрагмы, разделяющие его на отдельные камеры, и направляющие аппараты в тех камерах, где есть ступени скорости.

Нередко диафрагмы устанавливаются не в корпус, а в групповые кольцеобразные обоймы, которые затем вставляются в корпус.

Такая конструкция разгружает корпус от напряжений, возникающих при неравномерном расширении диафрагм от нагревания, и упрощает производство при выпуске машин разных мощностей, позволяя пользоваться корпусами одного размера.

Материалом для отливки корпусов паровых турбин служат чугун и сталь. Применение чугуна ограничено областью невысоких температур вследствие склонности чугуна «расти», т. е. увеличиваться в объеме при высоких и переменных температурах. «Рост» чугуна неоднократно приводил к авариям вследствие нарушения установленных зазоров между деталями турбины; мы рассмотрим это явление подробнее в гл. 8.

С переходом на работу паром очень высокого давления и температуры турбостроение столкнулось с явлением «ползучести» (крип) стали.

Под одновременным действием высокой температуры и постоянных растягивающих напряжений стальная отливка или поковка с течением времени получает все большую остаточную (пластическую) деформацию — ползет. Пластическая деформация при явлении ползучести возникает при напряжениях, значительно меньших предела текучести.

Для обычных углеродистых сталей ползучесть наблюдается начиная с температур 380—400°С и выше.

Так как скорость ползучести для данного материала определяется температурой и напряжениями, то задачей конструктора является назначение таких размеров детали, при которых напряжения в ней будут таковы, что деталь может проработать заданный срок службы, не выходя за установленные пределы деформации.

Средняя скорость ползучести выражается как отношение величины остающейся деформации к длине детали за единицу времени (например, 10^{-7} мм/мм·ч).

Задаваясь сроком службы детали, напри-

мер 100 000 ч, и максимальной допустимой деформацией, например 0,5% длины детали, конструктор находит по результатам испытания металла на ползучесть то напряжение, при котором скорость ползучести не превышает $5 \cdot 10^{-8}$ мм/мм·ч.

Спротивляемость стали ползучести зависит от химического состава металла и от технологии его обработки. Из присадок, вводимых в сталь, наиболее эффективно повышает сопротивление ползучести молибден, содержание которого в количестве 0,4—0,6% дает возможность применять сталь для температур до 550°С при приемлемых значениях рабочих напряжений.

Другое явление, с которым приходится встречаться в турбинах высокого давления, это релаксация, т. е. самопроизвольное падение первоначально созданных напряжений в деталях (например, при затяжке болтов), которое заметно проявляется при длительном воздействии высоких температур. Процесс релаксации протекает при неизменной общей деформации напряженной детали. В результате релаксации снижается натяг болтов, стягивающих фланцы корпусов турбин или фланцевые соединения паропроводов, и болты приходится периодически подтягивать.

В турбине, рассчитанной на высокие параметры пара, в наиболее тяжелых условиях находится корпус высокого давления.

Наибольшая трудность заключается в достижении длительной плотности стыка между половинами корпуса и в устройстве рациональной связи корпуса со стойками подшипников.

С возрастанием параметров свежего пара быстро увеличивается толщина фланцев, необходимая для обеспечения плотности в раземе корпуса в. д.

В качестве примера конструкции на рис. 3-6 приведен чертеж корпуса высокого давления турбины для начального давления 100 атм, температуры 465°С и противодействия 50—75 атм.

Половины корпуса этой турбины имеют широкие фланцы и тесно расположенные стяжные болты, что обеспечивает невысокие напряжения в болтах и фланцах, т. е. невысокие скорости ползучести и релаксации.

Для того чтобы обеспечить правильное взаимное положение подшипников и корпуса при удлинении последнего, точки опоры корпуса расположены на высоте его продольного разреза и насколько возможно близко к середине подшипников. Корпус с обоих кон-

цов опирается лапами на стойки подшипников и может скользить в вертикальных и горизонтальных направляющих стоек, что обеспечивает свободное расширение его в радиальных направлениях от центра вала без нарушения правильности совпадения осей турбины и генератора.

При проектировании турбин, рассчитанных на сверхвысокие параметры пара, толщина фланцев корпуса в. д. и диаметры стяжных

ный разрез этого корпуса по камере выпуска пара приведен на рис. 3-7. Конструкторами приняты меры, обеспечивающие свободное расширение элементов корпуса и максимальную эластичность подводящих паропроводов для того, чтобы разгрузить корпус от добавочных усилий при тепловых деформациях.

Обратите внимание на скользящую посадку подводящих паропроводов во внутренний корпус с утнением посредством пор-

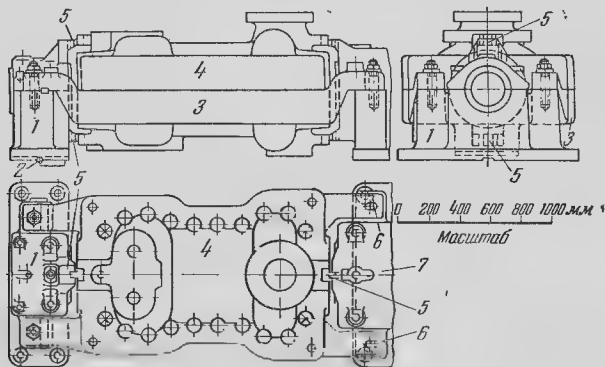


Рис. 3-6. Корпус турбины высокого давления.

1 — стойка переднего подшипника; 2 — скользящая точка; 3 — нижняя половина корпуса; 4 — верхняя половина корпуса; 5 — вертикальная направляющая; 6 — горизонтальная направляющая; 7 — стойка заднего подшипника

болтов и шпилек могут получиться неприемлемо большими. В таких случаях хорошим конструктивным решением является применение корпусов с двойными стенками. В этом случае между внутренним корпусом, заключающим в себе проточную часть в. д., и наружным корпусом, обеспечивающим отсутствие утечек пара наружу, находится пар, отработавший в проточной части в. д. и имеющий значительно пониженное по сравнению со свежим паром давление.

Поэтому внутренний корпус может быть рассчитан только на разность давлений между свежим и отработавшим в нем паром, а наружный корпус — на разность давлений между отработавшим паром и атмосферой, что существенно упрощает задачу обеспечения плотности фланцев.

Примером современной конструкции корпуса с двойными стенками может служить корпус в. д. турбины ЛМЗ мощностью 300 000 квт, рассчитанной на начальное давление 240 ата и температуру 580°С. Попереч-

ные колеса 8 и на двустенную конструкцию внутреннего корпуса с зазорами для расширения в вертикальной и горизонтальной плоскости, дейщими центральную часть корпуса на четыре секции.

Примеры конструкций турбин, имеющих корпус с двойными стенками, можно увидеть в гл. 4 этой книги (см., например, рис. 4-37, 4-44 и др.).

Очень большая толщина фланцев горизонтального разреза турбин высокого давления по сравнению со стенками корпуса вызывает трудности при пуске турбин с холодного состояния, так как массивные фланцы прогреваются значительно медленнее, чем стенки корпуса. Это вызывает появление больших температурных напряжений и может послужить причиной деформаций корпуса. Поэтому в последнее время получил распространение способ обогрева фланцев паром, пропускаемым через короба 1 и 2 из листовой стали, приваренные вдоль фланцев (рис. 3-8). Для обогрева соединительных болтов или

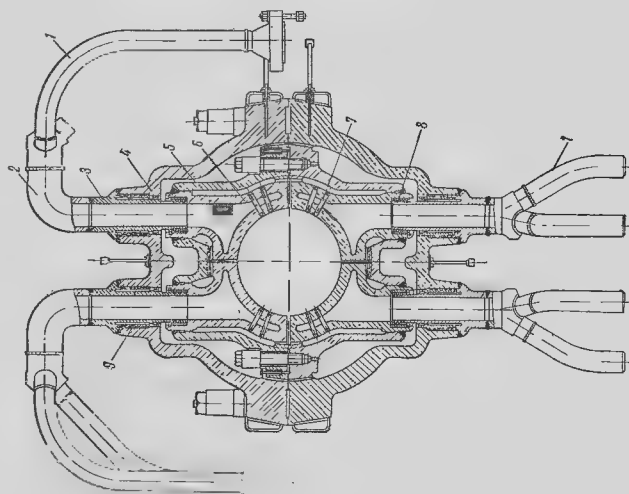


Рис. 3-7. Поперечный разрез корпуса в. д. турбины ЛМЗ мощностью 300 000 квт.

1 — паропроводящая труба; 2 — фланец; 3 — опора; 4 — внешний корпус; 5 — внутренний корпус; 6 — статорная коробка; 7 — усиливающие шпильки; 8 — поршневое кольцо; 9 — теплоизолирующая рубашка.

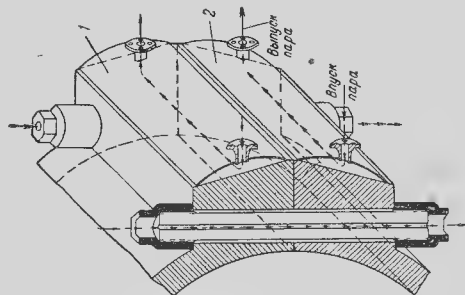


Рис. 3-8. Устройство для обогрева паром фланцев и шпильки корпуса турбины в. д.

шпилек пар раздельно пропускается через отверстия в них, что позволяет регулировать относительную скорость прогрева фланцев и шпилек.

Диафрагмы

Диафрагмы отливают из чугуна или отковывают из стали (для давлений выше 20 атм и температур выше 250° С). Как правило, диафрагмы делают разъемными на две части; каждая половина устанавливается в соответствующую выточку корпуса турбины или в обойму.

Диафрагмы закрепляют в корпусе таким образом, чтобы они могли при нагревании свободно расширяться в радиальном направлении, не оказывая давления на стенки корпуса. Для этого их вставляют в выточки стенок корпуса с небольшими зазорами, обычно составляющими от 0,003 до 0,004 от диаметра диафрагмы в радиальном направлении и от 0,1 до 0,3 мм в осевом направлении.

Обода диафрагм перед установкой их в корпус необходимо смазать графитом.

Положение половинок диафрагмы фиксируется установкой шпонок 1 (рис. 3-9). Верхние половины закрепляют так, чтобы можно было поднять верхнюю часть корпуса вместе с ними; это достигается установкой с каждой стороны шпонок 3, удерживающих диафрагмы от выпадания. Нижние половины диафрагм при удалении роторе обычно свободно вынимаются из корпуса 2 вверх.

На рис. 3-10 изображен вид снизу верхней части (крышки) корпуса небольшой турбины; цифрой 2 отмечены диафрагмы, 1 — секция

направляющего аппарата, 3 — закрепляющие винты диафрагм, 4 — уплотнение диафрагм, 5 — шпоночные канавки для шпонок, соединяющих верхнюю и нижнюю половины диафрагм.

Впуск пара в первых ступенях часто бывает парциальным, соответственно этому диафрагмы имеют сопла только в части своей окружности.

В последних ступенях подвод пара всегда полный — по всей окружности. На рис. 3-11 изображены диафрагмы с парциальным и полным впуском пара.

Во избежание утечек пара вдоль вала в тех местах, где он проходит сквозь диафрагмы, последние снабжают лабиринтовыми уплотнениями, принцип действия и устройство которых рассмотрены ниже.

Вследствие большой поверхности диафрагмы полное давление пара на нее достигает очень большой величины даже при небольшой разности давлений между соседними камерами: естественно, что конструкция диафрагмы, особенно в первых ступенях, где температура и разность давлений сравнительно высоки, должна быть очень солидной, тем более, что даже небольшой прогиб диафрагмы может повлечь за собой серьезную аварию турбины (гл. 8).

Расчет диафрагм на прочность может быть произведен только с приближенной точностью. Поэтому новые конструкции диафрагм обычно испытывают на прогиб гидравлическим прессом на турбинных заводах.

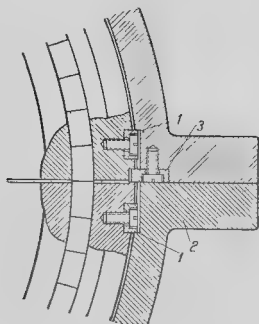


Рис. 3-9. Схема закрепления диафрагмы в корпусе турбины

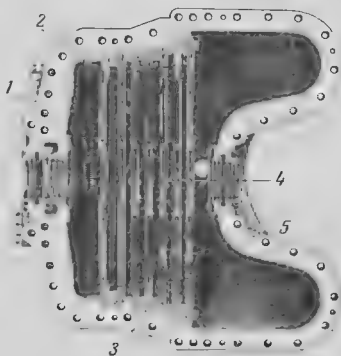


Рис 3-10. Верхняя часть корпуса небольшой активной турбины (вид снизу).

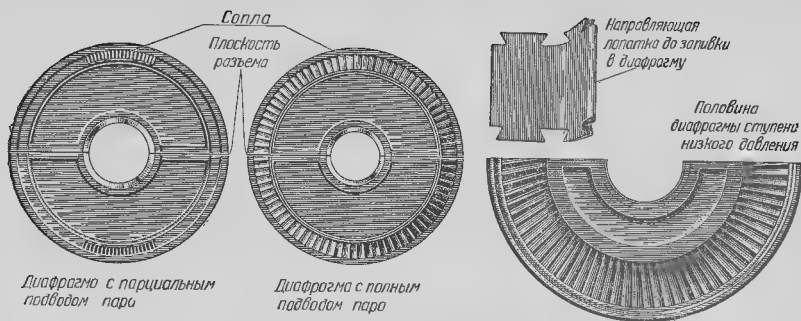


Рис. 3-11. Диафрагмы с парциальным и полным впуском пара.

Сопла первой ступени выполнялись ранее в виде сегментов, отлитых из стали (старая конструкция, рис. 3-12) или отдельных лопаток, набираемых в сопловые коробки. Теперь эти сопла чаще изготавливаются в виде составных фрезерованных сегментов (рис. 3-13) или сегментов, состоящих из лопаток, приваренных между отрезками бандажа и обоймы.

Сопловые сегменты крепятся к сопловым коробкам, выполняемым в лобовой части корпуса или входящим в виде карманов внутрь корпуса (рис. 4-3, 4-5 и др.).

Сопла в чугунных диафрагмах образуются посредством заливки в тело диафрагмы соответственно изогнутых стальных лопаток (рис. 3-11). Сопла получают при этом трапецевидальное сечение и могут быть устроены расширяющимися или суживающимися в зависимости от расчетной скорости истечения пара.

Неточная пригонка стыка лопаток в раземе диафрагмы может вызвать вибрацию рабочих лопаток, так как в таком случае пра-

вильная форма соплового канала нарушается и каждая рабочая лопатка, проходя мимо стыка, получает толчок. Ввиду большой трудности получения правильных стыков в диафрагмах с залитыми лопатками применяют диафрагмы с косыми стыками (рис. 3-14), так что разрезанные лопатки в раземах отсутствуют.

Заливка лопаток в стальные диафрагмы представляет значительные затруднения из-за высокой температуры плавления стали. Поэтому раньше лопатки, образующие сопла в стальных диафрагмах, фрезеровали с особой формой хвоста и головки (рис. 3-15), набирали на обод диафрагмы, приклепывали к ней и связывали по периферии бандажом (он входил в пазы лопаток).

Иногда лопатки вначале собирались в сегменты, которые затем приклепывались к диафрагме.

В современных конструкциях турбин высокого давления чаще всего применяются сварные диафрагмы; пример такой конструкции в исполнении С. М. Кирова показан на рис. 3-16.

Направляющие лопатки 1, образующие сопла, закрепляются в двух полукольцевых бандажах — внутреннем 2 и наружном 3, в отверстия которых входят шипы лопаток,

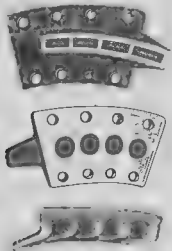


Рис. 3-12. Литые сопла.

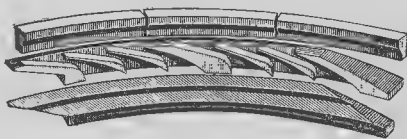


Рис. 3-13. Стальные фрезерованные сопла.

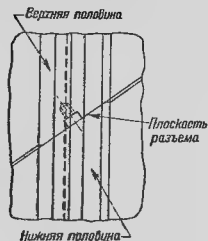


Рис. 3-14. Косой стык в разрезе диафрагмы.

после чего привариваются к бандажам. Затем собранное полукольцо сопел приваривается к наружному ободу 4 и телу диафрагмы 5.

Сварные диафрагмы по своей жесткости превосходят диафрагмы с приклепанными лопатками, но уступают им в точности изготовления, что может вызвать небольшое увеличение расхода пара турбиной.

Сопловые венцы, набранные из фрезерованных лопаток, позволяют получить наиболее точные профили и гладкие поверхности сопловых каналов, что обеспечивает высокую экономичность турбины, но обходится дороже в изготовлении.

Уплотнения

Вал паровой турбины проходит из ее корпуса наружу обычно в двух местах, причем в части высокого давления турбины уплотнение должно быть рассчитано на то, чтобы не допускать утечек пара из турбины наружу, а в части низкого давления — на то, чтобы

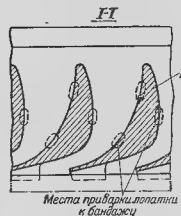
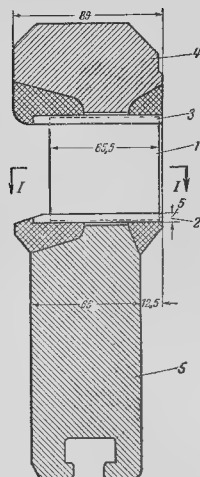


Рис. 3-16. Сварная диафрагма конструкции ХТЗ им. Кирова

предотвратить засасывание воздуха внутрь турбины (если турбина конденсационная).

Уплотнения турбины должны иметь иную конструкцию, чем сальник поршневой машины; вал турбины не меняет своего положения относительно набивки, и вся теплота, развиваемая от трения, сосредоточивается в одной его части, лежащей внутри боксы. В поршневой же машине шток перемещается взад и вперед, и теплота трения распределяется по всей его поверхности. Если принять во внимание большой диаметр вала турбины (до 500 мм) и большое число оборотов, то становится ясным, что уплотнение должно быть устроено так, чтобы герметичность достигалась или без трения вообще, или с минимальным трением. Эта задача была решена тремя разными способами, а именно приме-

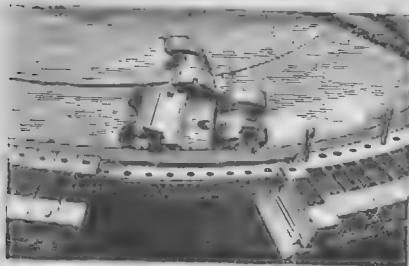


Рис. 3-15. Сборка соплового венца диафрагмы с фрезерованными соплами.

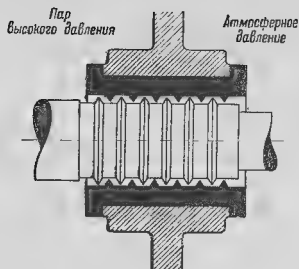


Рис. 3-17 Схема лабиринтового уплотнения.

нением: 1) лабиринтовых уплотнений; 2) графитно-угольных уплотнений; 3) водяных (гидравлических) уплотнений.

Лабиринтовое уплотнение. Допустим, что вал пропущен сквозь втулку так, что соприкосновения между ними нет, но зазор очень мал. Трения в этом случае не будет, но некоторая утечка пара останется. Утечка эта будет тем меньше, чем меньше зазор и, отчасти, чем длиннее втулка.

Допустим теперь, что втулка с внутренней стороны и вал с наружной снабжены кольцевыми гребенчатыми выступами (гребнями) (рис. 3-17), имеющими такую высоту и расположение, что выступы втулки почти касаются вала, а выступы вала почти касаются втулки.

Гребни могут иметь различные профили (рис. 3-18), но выбирают их так, чтобы пар, двигаясь из области высокого давления в область меньшего давления, проходил поочередно через узкие щели и через камеры большого размера, двигаясь зигзагообразно. При этом происходит следующее явление: при проходе сквозь первую щель пар теряет часть давления и приобретает некоторую скорость (щель играет роль сопла); попадая в широкую камеру за щелью, он теряет приобретенную скорость и подходит к следующей щели с малой скоростью; в камере кинетическая энергия струи превращается в тепловую. То же самое происходит и в следующих щелях лабиринта, и в конечном результате давление пара постепенно падает до наружного давления. Расход пара через лабиринтовое уплотнение определяется тем перепадом давлений, который приходится на одну щель, а он составляет небольшую долю общего перепада давлений; это и обеспечивает небольшую утечку. С увеличением числа гребней лабиринта уменьшается утечка пара, так как пе-

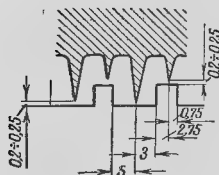
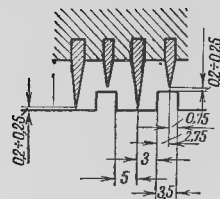


Рис. 3-18. Различные типы лабиринтовых зубчатых профилей и примерная величина зазоров в уплотнении.

репад давления, приходящийся на каждую щель, уменьшается, а следовательно, уменьшается и скорость протекания пара.

Лабиринтовое уплотнение работает без трения, так как вращающиеся и неподвижные части не касаются друг друга; при случайном соприкосновении с валом гребешки лабиринтовых выступов должны быстро срабатываться или отбиться, не вызывая нагревания вала.

В последнее время начали получать пространство лабиринтовое уплотнения, гребни 1 которых, изготовленные из листового пержавеющей стали, завальцованы в выточки вала турбины при помощи колец из константановой проволоки 2 (рис. 3-19).

В местах прохода вала сквозь диафрагмы применяются лабиринтовые уплотнения, уменьшающие перетекание пара из одной ступени в другую помимо сопел. Так е-

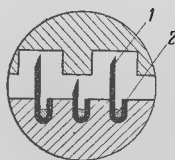


Рис. 3-19 Лабиринтовое уплотнение КТЗ с зачеканенными усиками.

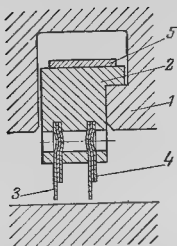


Рис. 3-20. Лабиринтовое уплотнение диафрагмы турбины ЛМЗ

уплотнение простейшего типа показано на рис. 3-20. Как видно из этого рисунка, в теле диафрагмы 1 сделана выточка, в которую заведены сегменты уплотнительного кольца 3 с вставленными в них латунными гребнями 2; гребни подкреплены тонкими стальными кольцеобразными пластинами 4. Сегменты уплотнительного кольца отжимаются к центру пластинчатыми пружинами 5, что обеспечивает эластичность уплотнения в случае заедания за вал.

Лабиринт, показанный на рис. 3-20, называется прямооточным; в нем щели расположены на прямой линии, а не зигзагообразно, как на рис. 3-18 и 3-19. Прямоточный лабиринт прост, он не имеет выступов на валу, но при прочих равных условиях утечка в нем больше, чем в лабиринте непрямоточном,

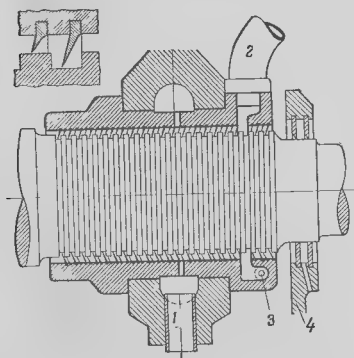


Рис. 3-21. Концевое лабиринтовое уплотнение.

1 — подвод и стгос пара; 2 — вестовая труба; 3 — дренаж; 4 — корпус подшипника.

двустороннем; прямооточные лабиринты применяются лишь для диафрагменных уплотнений. Уплотнения диафрагмы редко имеют больше 10 гребней.

Лабиринтовые уплотнения вала в местах его выхода из корпуса (так называемые концевые уплотнения) всегда выполняются двусторонними, т. е. имеющими выступы как на уплотнительной коробке так и на валу или втулке, надетой на вал. Конструкция такого уплотнения показана на рис. 3-21.

Лабиринтовым уплотнением всегда снабжают также разгрузочные поршни (думмисы) реактивных турбин.

Лабиринт может служить уплотнением сторон высокого давления, но запереть доступ воздуха снаружи в часть низкого давления турбины он не может. Поэтому лабиринт, расположенный со стороны выпуска, уплотняют, пуская в него под небольшим давлением (примерно 1,2 ата) пар по трубе 1 (рис. 3-21); часть пара засасывается в конденсатор, другая часть выходит из лабиринта в атмосферу по вестовой трубе 2. Благодаря наличию повышенного давления в части лабиринта между трубами 1 и 2 воздух проникнуть в конденсатор уже не сможет.

Утечку пара в атмосферу можно держать незначительной, регулируя вентилем давление подводимого к лабиринту пара; проникновение пара в конденсатор является злом, меньшим, чем проникновение воздуха, так как пар конденсируется, не ухудшая вакуума, воздух же, попадая в конденсатор, затрудняет передачу теплоты пара охлаждающей воде (гл. 5), повышает абсолютное давление в конденсаторе и должен непрерывно отсасываться эжектором.

Подача пара к лабиринту нужна и для стороны высокого давления в моменты, когда давление в первой ступени ниже атмосферного, что бывает при пуске, холостом ходе и малой нагрузке турбины.

Расположение трубопроводов, подводящих к лабиринтам пар, показано на рис. 3-22.

При малых нагрузках турбины поворотом рычага 5 по часовой стрелке закрывается клапан 2, открывается клапан 6 и свежий пар поступает к обоим лабиринтам. При больших нагрузках поворотом рычага 5 против часовой стрелки закрывается клапан 6, чем прекращается поступление свежего пара, и открывается клапан 2, перепускающий избыток пара от переднего уплотнения в конденсатор.

Регулирование давления подводимого к лабиринтам уплотняющего пара произво-

дится обычно от руки с таким расчетом, чтобы в атмосферу всегда выходила небольшая струйка пара из отводящей (всotosвой) трубы.

Постоянное парение из уплотнений не вызывает существенных неудобств в случае небольших турбин с умеренными параметрами пара; однако на современных электростанциях с мощными агрегатами и высокими параметрами пара постоянное травление пара может перерасти в крупное неудобство и составить существенную потерю воды и тепла. В этих случаях применяют отсос пара из уплотнений в систему регенерации (подогреватели, деаэраторы, сальниковый подогреватель), где он конденсируется и отдает свое тепло питательной воде. Схема трубопроводов отсоса из уплотнений приведена на рис. 3-23.

Подвод уплотняющего пара к лабиринтам стороны низкого давления и отсос из лабиринтов стороны высокого давления можно регулировать не только от руки, но и автоматическими устройствами, поддерживающими постоянное давление в кольцевых камерах уплотнений при колебаниях нагрузки турбины.

Лабиринтовая коробка (корпус лабиринтового уплотнения) обычно выполняется с вставными гребешками; материалом для гребешков лабиринта при умеренных температурах пара служит латунь или бронза. На вал турбины часто напрессовывается втулка с прочечными кольцевыми выступами.

Гребни, предназначенные для работы при очень высоких температурах, делают из стали (чаще всего — нержавеющей) и в некоторых случаях из чистого никеля.

Зазоры в щелях лабиринта не должны превосходить 0,2–0,5 мм при холодной турбине, иначе утечка пара может быть уже значительной; точная величина радиальных зазоров должна быть указана заводом-изготовителем турбины.

Задевание гребешков лабиринта за вал мо-

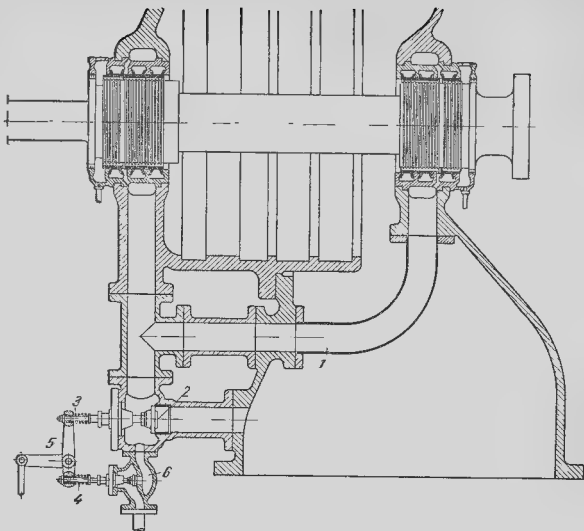


Рис. 3-22. Подвод пара к лабиринтовым уплотнениям небольшой однокорпусной турбины.

жет привести к повреждению ротора, так как вследствие местного нагревания, возникающего от трения, начинается расширение материала соприкасающихся деталей и дальнейшее усиление трения. Такое задевание обычно приводит к вибрациям турбины во время работы; нередки случаи, когда оно служило причиной искривления вала, вызванного неравномерными деформациями его материала от нагревания. Поэтому при конструировании уплотнений для современных мощных турбин стараются создать возможно более эластичную систему, способную несмотря на малые зазоры, без вреда выдержать неизбежные в эксплуатации осевые и радиальные перемещения вала относительно корпуса. Примером такой конструкции могут служить лабиринтовые уплотнения турбин ЛМЗ, изображенные на рис. 3-24, 3-25 и 3-26.

На вал турбины насажена втулка 1 (рис. 3-24) с выступами различной высоты. Уплотнительные кольца 2 состоят каждое из шести сегментов с гребешками так называемого «елочного» типа. Эти сегменты вставлены в пазы обойм и отжимаются к центру пластинчатыми пружинами 4. Упругость этих

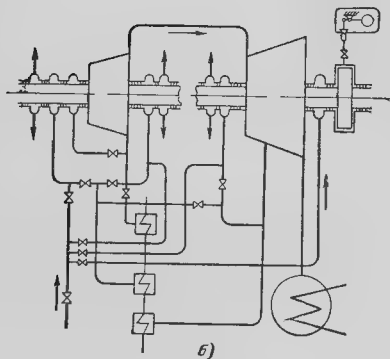
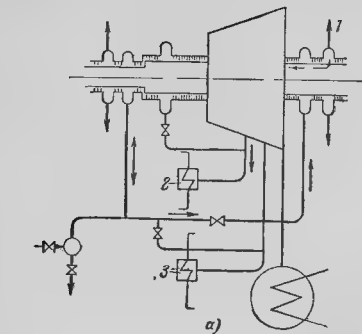
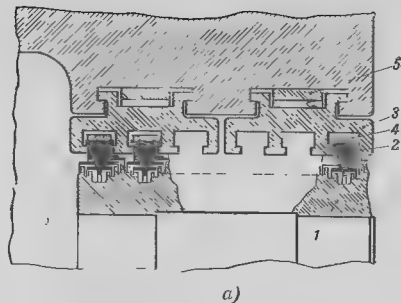
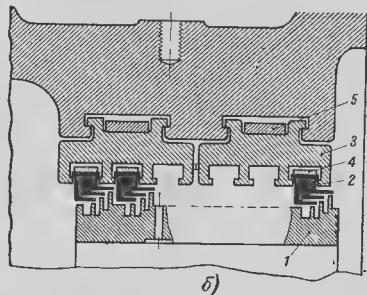


Рис. 3-23. Схема трубопроводов отсоса пара из уплотнений однокорпусной и двухкорпусной турбины.
1 — вестовая труба; 2 — салыниковый подогреватель, 3 — подогреватель низкого давления

пружин такова, что свободно допускает отжимание сегментов внутрь рукой. Обоймы 3 в свою очередь вставлены в выточки корпуса и прижаты пружинами 5, которые удерживают обоймы в правильном положении, но дают им возможность свободного расширения при нагревании и облегчают вынимание обойм из корпуса. Радиальные зазоры между подвижными и неподвижными гребешками составляют обычно 0,2—0,35 мм. При возникновении трения происходит увеличение зазоров вследствие расширения сегментов колец 2 от нагревания и перемещения их в радиальном направлении. Сегменты колец 2 удерживаются от проворачивания стопорной пластинкой.



а)



б)

Рис. 3-24. Разрезы двух типов лабиринтовых уплотнений турбин Ленинградского металлического завода.
1 — втулка; 2 — уплотнительные кольца; 3 — обойма колец; 4 и 5 — плоские пружины.

На современных турбинах, рассчитанных на высокие параметры пара, избегают применения втулок на валу по причинам, изложенным в гл. 8 (рис. 8-23).

Графито-угольные уплотнения можно встретить на импортных турбинах небольшой мощности и на вспомогательных турбо меха-

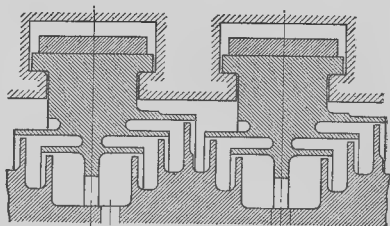


Рис. 3-25. Лабиринтовые гребни елочного типа уплотнений турбин ЛМЗ.

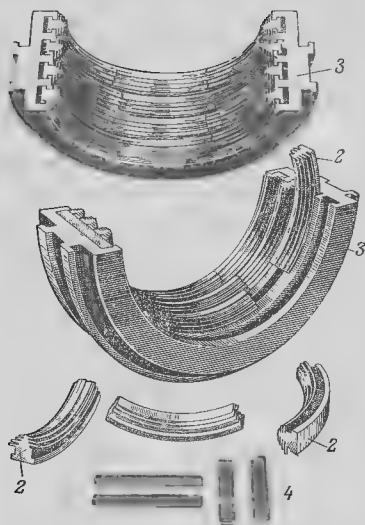


Рис. 3-26. Детали лабиринтового уплотнения турбин LM3.

низмах. Уплотнения этой конструкции состоят из ряда надетых на вал колец, сделанных из графито-угольного состава; каждое кольцо разрезано на три-четыре части и стянуто пружиной.

Кольца 1 (рис. 3-27) помещаются в обоймах 2, которые в свою очередь вставлены в общую коробку 3.

Замки пружин, упираясь в соответствующие выступы, не дают кольцам вращаться внутри обойм. В свою очередь последние удерживаются шпонками или винтами от вращения в коробке. Кольца пришлифованы к обоймам и к валу и благодаря специфическим свойствам графита могут работать без всякой смазки даже при легком касании вала.

Между валом и кольцами должен быть радиальный зазор, величина которого зависит от диаметра вала, температуры пара и места установки данного кольца в коробке. Если нет точных указаний завода-изготовителя, можно при температуре пара не выше 350°C принять этот зазор равным $0,02\text{ мм}$ на каждые 10 мм диаметра вала для первого снаружи кольца и $0,03\text{ мм}$ на 10 мм диаметра вала для последнего кольца, работающего

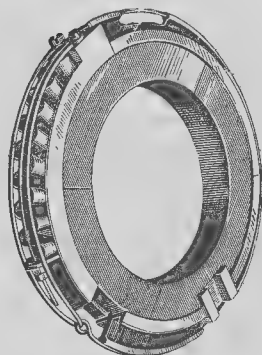
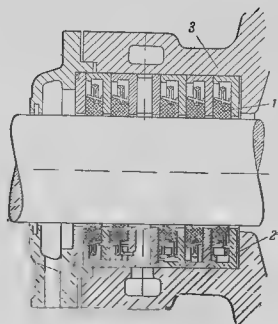


Рис. 3-27. Угловое уплотнение.

в самой горячей зоне; зазоры промежуточных колец должны постепенно возрастать в этих пределах. Кольца должны также иметь зазоры и в осевом направлении, т. е. должны быть на $0,15\text{--}0,2\text{ мм}$ тоньше своих обойм. Приведенные размеры зазоров относятся к уплотнению стороны высокого давления турбины; в уплотнении стороны низкого давления зазоры могут быть несколько меньшими¹.

Обычно к угольным уплотнениям стороны низкого давления подводят уплотняющий пар. В практике наших электростанций наблюдалось сильное ржавление пружин и

¹ Таблица зазоров в угольных уплотнениях для более высоких температур пара приведена в книге А. Н. Сверчкова, Ремонт и наладка паровых турбин, Госэнергоиздат, 1951, стр 264—265.

только при вращении вала турбины, к нему приходится во время ее пуска подводить пар через сверление 4. При этом утечка пара ограничивается гребешками 5 лабиринта обычного типа. По достижении ротором половины нормального числа оборотов уплотнение перекрывается на питание водой.

Благодаря теплоте, развивающейся от трения, некоторое количество воды постоянно испаряется, так как давление со стороны колеса, обращенной к турбине, ниже атмосферного и, следовательно, температура кипения воды невысока¹. Пар отсасывается в конденсатор, а убыль воды пополняется из бака.

В части в. д. применять одно водяное уплотнение нельзя, так как вода будет быстро испаряться и, кроме того, при большом перепаде давлений потребовалось бы лопастное колесо очень большого диаметра, требующее большого расхода энергии на вращение. Поэтому при высоком давлении водяное уплотнение комбинируют с лабиринтовым, помещая лабиринт между лопастным колесом и паровым пространством турбины.

Радиальные зазоры между лопастным колесом и кожухом уплотнения должны составлять 2–3,5 мм, осевые зазоры — 3–4 мм.

¹ При давлении 0,05 ата вода кипит при 33°С; температура воды в уплотнении вообще не должна превышать 40°С.

Большим преимуществом водяных уплотнений является отсутствие утечки пара в машинный зал; кроме того, отпадает необходимость регулировать давление уплотняющего пара в соответствии с нагрузкой турбины, как это приходится делать при чисто лабиринтовом уплотнении.

Будучи применено в части высокого давления, гидравлическое уплотнение препятствует передаче тепла от корпуса турбины к подшипникам, т. е. выполняет полезную роль теплового экрана.

Подшипники

К подшипникам турбогенератора предъявляются очень высокие требования в смысле надежности и долговечности их работы, малых потерь на трение и возможной точности установки. Срабатывание подшипника может привести к серьезной аварии (особенно у реактивных турбин), а неточность установки вызывает вибрацию турбины.

Исследования условий работы подшипников привели к следующим выводам:

1. Во время нормальной работы между шейкой вала и вкладышем всегда должен быть зазор, заполненный слоем масла, исключаящий возможность соприкосновения металла с металлом.

2. Это условие лучше всего осуществляет, если между шейкой вала и вкладышем есть зазор, суживающийся в направлении вращения вала (клиновидный зазор); наиболее узкое место зазора должно быть внизу шейки недалеко от места, где давление на вкладыш достигает самой большой величины. При такой форме зазора масло захватывается шейкой и загоняется в

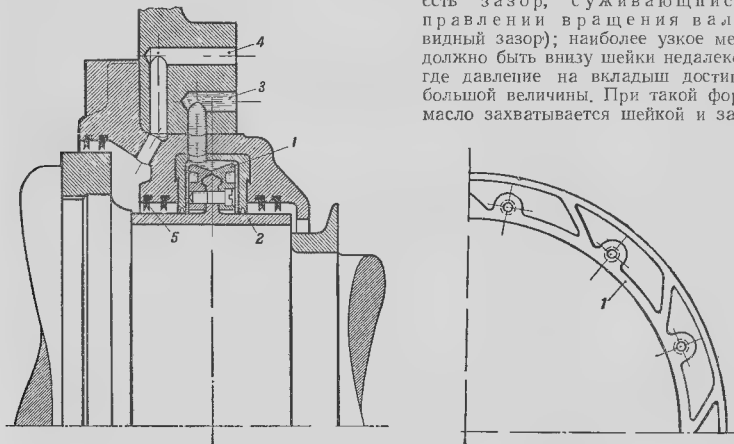


Рис. 3 30. Разрез верхней части водяного уплотнения турбин ЛМЗ.

1 — лопастное колесо; 2 — втулка; 3 — подвод воды; 4 — подвод пара; 5 — гребень лабиринта.

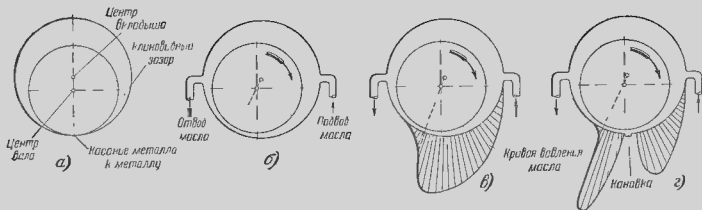


Рис. 3-31. Схемы, поясняющие работу масла в подшипнике.

узкую часть зазора, где давление масла получается повышенным.

Причину этого нетрудно понять из следующего рассуждения.

Допустим, что диаметр расточки вкладыша несколько больше диаметра шейки вала. Тогда в спокойном состоянии шейка вала займет во вкладыше положение, схематически изображенное на рис. 3-31, а, причем шейка вала будет соприкасаться с внутренней поверхностью (баббитовой заливкой) нижней части вкладыша. Даже если мы введем во вкладыш масло, то этот металлический контакт сохранится, так как масло будет вытеснено в том месте, где давление шейки на вкладыш достигает наибольшей величины.

С того момента, как вал начнет вращаться, картина изменится. Вначале вал начнет как бы накатываться на вкладыш, двигаясь вправо. Когда усилие станет недостаточным для дальнейшего приподнимания вала при накатывании его на вкладыш, вал начнет вращаться относительно вкладыша, скользя по правой нижней его части. Благодаря своей вязкости масло будет налипать на шейку и увлекаться ею в зазор между вкладышем и шейкой.

Зазор этот будет суживаться книзу, а давление масла в нем возрастать, причем максимальной величины оно достигнет перед самой узкой частью зазора. Вследствие разности давления масла в разных точках зазора вал всплывет на масляном слое, переместится влево и займет положение, показанное на рис. 3-31, б. Толщина масляного слоя будет тем больше, чем выше число оборотов вала и вязкость масла.

Если просверлить в различных точках вкладыша отверстия и, присоединив к ним манометры, измерить давления масла в этих точках, то, откладывая в радиальных направлениях отрезки, соответствующие в определенном масштабе (например, $1 \text{ ат} = 1 \text{ мм}$) величинам давлений в этих точках, мы полу-

чим кривую, подобную изображенной на рис. 3-31, в. Как видно из этой кривой, давление в клиновидном зазоре постепенно возрастает по мере его сужения, но достигает наибольшей величины (до 10—30 ат) не в самом узком месте зазора, а несколько ранее, и в расширяющейся части зазора становится близким атмосферному давлению.

Таким образом, при правильной расточке вкладыша трение металла о металл имеет место только при первых оборотах вала. Для уменьшения потерь на трение в это время вкладыш снабжен заливкой антифрикционным сплавом — баббитом. С того же момента, когда создается непрерывный масляный слой, материал заливки вкладыша по существу уже не имеет никакого значения с точки зрения потерь на трение.

Различают два типа расточки вкладышей опорных подшипников: цилиндрическая расточка и овальная («лимонная») расточка. Цилиндрическая расточка обычно употребляется для валов с диаметром меньше 200 мм и производится по диаметру, равному диаметру шейки плюс величина верхнего зазора (при неподвижном состоянии вала), который принимают около 0,002 от диаметра шейки. При этом боковые зазоры будут меньше верхнего. Так, при шейке, равной 200 мм, верхний зазор будет $200 \cdot 0,002 = 0,40 \text{ мм}$, а боковые — по 0,20 мм.

Для валов большого диаметра мощных современных турбин чаще применяют «лимонную» расточку, при которой верхний зазор выбирают около 0,001 от диаметра шейки, а боковые зазоры — по 0,002 от диаметра шейки. Для того чтобы получить такие зазоры, вкладыш растачивают с прокладкой, удаляемой после расточки. Толщина прокладки берется равной сумме верхнего и бокового зазоров. Диаметр расточки равен диаметру шейки вала плюс сумма боковых зазоров.

Если этот тип расточки принят для вала небольшого диаметра (60—100 мм), то абсо-

лутная величина верхнего зазора не должна быть меньше 0,10 мм, а боковых зазоров — меньше 0,20 мм.

Точная величина зазоров в подшипнике должна быть указана заводом-изготовителем турбины, но ориентировочно можно пользоваться данными, приведенными выше или указанными на рис. 3-32.

3. Крестообразные канавки для масла в нижнем вкладыше недопустимы, как понижающие давление масла; еще хуже сквозные продольные канавки в нижней части этого вкладыша, несущей наибольшую нагрузку. Правильно выполненный подшипник вообще не должен иметь в нижней ча и вклады канавок.

Это обстоятельство нетрудно уяснить себе из рис. 3-31, г, где изображена примерная кривая давлений масла во вкладыше с канавкой в нижней части. В этом случае давление возрастает нормальным образом в направлении вращения до канавки. В канавке, если она доведена до краев вкладыша, давление падает примерно до атмосферного. В соответствии с этим шейка вала устанавливается ниже, чем на рис. 3-31, в, что вызывает уменьшение зазора слева от канавки, где давление вновь возрастает. Минимальный зазор между шейкой и вкладышем будет в этом случае меньше, чем при отсутствии канавки, а следовательно, масляный слой будет тоньше. Такой подшипник будет менее надежен в работе, так как появится опасность нарушения непрерывности масляного слоя, например, при вибрациях вала.

4. Смазывающие свойства масла ухудшаются при его нагревании; предельной без-

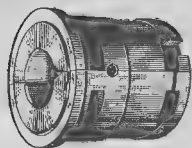


Рис. 3-33. Вкладыш опорного подшипника жесткого типа

опасной температурой масла в подшипниках нужно считать 70°С, так как при температурах выше 70°С начинается интенсивное окисление масла. С другой стороны, и слишком низкая температура, увеличивая вязкость масла, неблагоприятно отражается на работе подшипников (см. гл. 7).

Температура масла, поступающего на подшипники, не должна быть ниже 35°С и выше 45°С.

При выполнении указанных условий, правильной установке подшипников и хорошем качестве масла изнашивание вкладышей совершенно ничтожно; после непрерывной многолетней работы турбогенератора часто сохраняются легкие следы реза на вкладыше, оставшиеся при его первоначальной расточке.

Подшипники турбогенератора можно разделить на две основные группы:

- 1) опорные подшипники;
- 2) упорные подшипники.

1. **Опорные подшипники** могут быть жесткими (цилиндрическими) и самоуставляющимися (с шаровой опорой).

Жесткий опорный подшипник состоит из вкладыша (рис. 3-33), крышки и стойки (стула), отлитой заодно с корпусом турбины или же прикрепленной болтами к корпусу или фундаментной плите.

Вкладыши отливают из стали или высококачественного чугуна и с внутренней стороны заливают баббитом. У нас принят баббит марки Б-83 следующего состава:

Олово	Сурьма	Медь	Свинец
83%	11%	6%	—

Общее количество примесей в баббите Б-83 не должно превышать 0,55%, свинец может быть до 0,35%.

Перед заливкой вкладыш нужно тщательно, до блеска, отчистить и облудить оловом. Баббит расплавляют и нагревают до 440°С, а заливаемую половину вкладыша — до

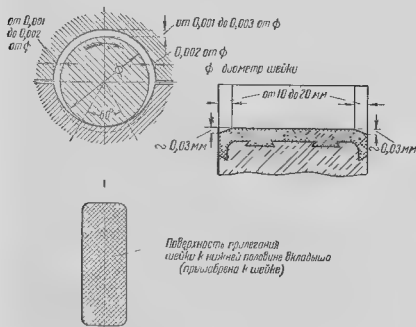


Рис. 3-32. Примерные зазоры во вкладышах опорного подшипника.

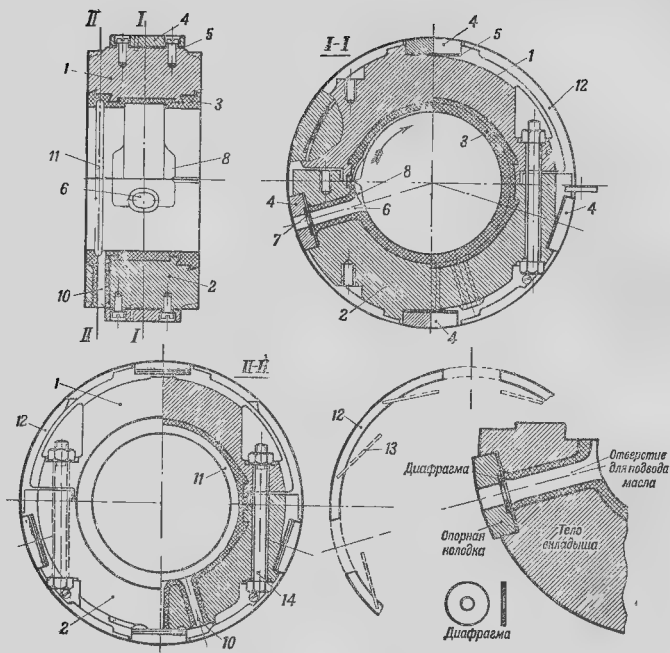


Рис. 3-34. Вкладыш опорного подшипника турбины ЛМЗ

250°С. Заливка должна быть выполнена быстро, в один прием, непрерывной струей в вертикально поставленный вкладыш. При заливке оставляют большую прибыль, которую удаляют, когда металл окончательно затвердеет.

Наилучшие результаты дает центробежная заливка, при которой расплавленный баббит заливают во вращающийся на станке вкладыш. Центробежная сила отбрасывает и прижимает баббит к поверхности вкладыша, что дает очень плотный и ровный слой, который можно выполнить с минимальным припуском на обточку. Таким образом, этот способ дает, кроме высокого качества заливки, существенную экономию баббита.

Шейка должна прилегать к нижней половине вкладыша по дуге 60° (рис. 3-32); эта поверхность точно пригоняется шабровкой. По краям вкладыша делаются скругления или небольшие скосы шириной 10—20 мм и глу-

биной до 0,03 мм, показанные на рис. 3-32; они служат для уменьшения скорости выхода масла и спокойного стекания его из вкладыша; их наличие уменьшает возможность расклевывания масла по валу. Нередко для этого делают специальные проточки (круговые канавки) недалеко от концов вкладыша или устанавливают маслоулавливающие кольца.

На рис. 3-34 показана конструкция опорного подшипника турбин ЛМЗ. Вкладыш состоит из двух чугунных частей — верхней 1 и нижней 2, залитых баббитом 3. По окружности вкладыш имеет подушки (опорные колодки) 4, привертнутые винтами. Назначение этих колодок — дать возможность изменять положение вала при центровке турбины, что достигается изменением толщины прокладок 5, проложенных под колодками. Масло подается к вкладышу через отверстие 6; стенки отверстия тоже залиты баббитом во избежание отслаивания баббита вследствие проникно-

вения масла, поступающего под давлением 1,5 ата, между баббитовой заливкой и телом вкладыша. Количество поступающего масла регулируется установкой диафрагмы 7, отверстие в которой подбирается таким, чтобы температура всех подшипников турбогенератора была одинакова. Из полости 8 идет канавка, подводящая масло к соединительной муфте на валу турбины (изображенный на рис. 3-34 подшипник расположен со стороны низкого давления).

Масло уходит из вкладыша через отверстие 10, стекая к нему по кольцевой выточке 11. Для того чтобы масляная пыль не выбивалась наружу, между корпусом подшипника и вкладышами установлены маслосащитные кольца, состоящие каждое из четырех сегментов, сжимаемых наружу пружинками 13. Половинки вкладыша стянуты болтами 14.

Стыки крышек подшипников смазываются для непроницаемости спиртовым раствором шеллака или бакелитовым лаком. Свинцовую проволоку, зеленое мыло и другие материалы, могущие способствовать порче масла, применять не следует.

Самоустанавливающиеся подшипники (рис. 3-35) имеют то преимущество, что как при опускании ротора турбины на них во время монтажа, так и во время работы они несколько поворачиваются на своих шаровых опорах в соответствии с прогибом вала и располагаются параллельно его шейкам; таким образом, зазоры по всей длине вкладыша получаются одинаковыми.

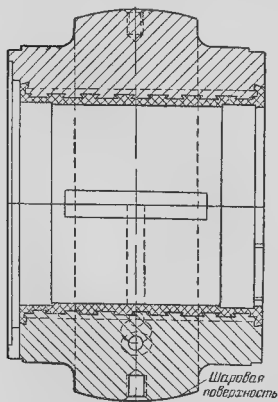


Рис 3-35. Вкладыш самоустанавливающегося опорного подшипника.

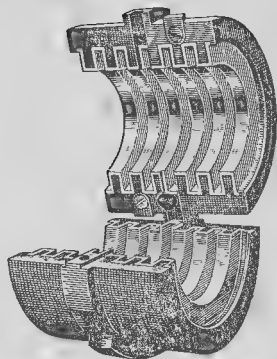


Рис. 3-36. Вкладыш гребенчатого упорного подшипника

2. Упорные подшипники имеют своим назначением обеспечивать определенное взаимное положение ротора турбины относительно статора в осевом направлении и воспринимать осевое давление ротора, не допуская его перемещений в осевом направлении. Рассмотрим два типа упорных подшипников: гребенчатый и сегментный.

Гребенчатый подшипник (рис. 3-36) выходит постепенно из употребления; его устанавливали у активных турбин, осевое давление у которых вообще невелико, и у реактивных турбин небольшой мощности. Достоинством его является простота конструкции, недостатком — довольно большие потери на трение и большая длина, в особенности при значительной мощности турбины.

Гребенчатый подшипник обычно помещают на переднем конце турбины, иногда выполняя его в общем вкладыше с опорным подшипником (рис. 3-37).

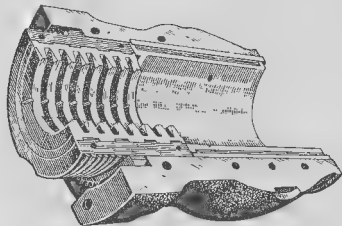


Рис. 3-37. Нижняя часть вкладыша опорно-упорного гребенчатого подшипника.

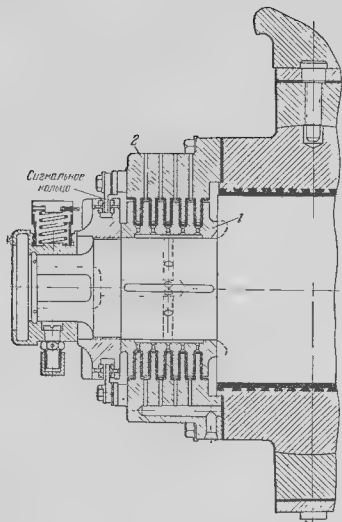


Рис. 3-38 Упорный подшипник турбины ХТЗ.

На рис. 3-38 приведен разрез гребенчатого упорного подшипника турбины АҚ-50-1 мощностью 50 000 кВт Харьковского турбинного завода. Втулка с гребнями насажена на вал и заклинена шпонками. Кольцевые канавки вкладыша залиты баббитом, и каждая из них имеет свой подвод масла через сверления

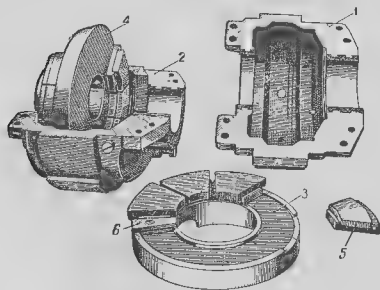


Рис. 3-39. Общий вид разобранного сегментного упорного подшипника.

1 — верхняя часть вкладыша; 2 — нижняя часть вкладыша; 3 — неподвижная шайба; 4 — вращающаяся упорная шайба; 5 — колодка (сегмент); 6 — стопор

в теле вала и гребенчатой втулки. Показанное слева сигнальное кольцо имеет своим назначением сигнализировать звуком об аварии при сдвиге ротора в осевом направлении (вследствие выплавления баббита).

При установке гребенчатого подшипника должна быть предусмотрена возможность игры (разбег) вала около 0,5 мм в осевом направлении.

Сегментный упорный подшипник, часто называемый «подшипником Мичеля», нашел значительное распространение на современных турбинах и с теми или иными конструктивными изменениями устанавливается почти всеми турбостроительными заводами. В конструкции его использован принцип, о котором мы уже упоминали, а именно, подвижная и неподвижная поверхности должны образовывать суживающийся в направлении движения вала зазор (клин).

В упорном подшипнике это условие можно соблюсти, разделив вкладыш на несколько отдельных сегментов, каждый из которых устанавливается под небольшим углом к поверхности движущейся части.

Общий вид сегментного подшипника в разобранном виде показан на рис. 3-39. Подшипник состоит из разделенного на две половины чугунного или стального вкладыша (1 и 2) внутри которого помещаются две упорные шайбы: неподвижная 3 и жестко сидящая на валу 4. Между шайбами расположен ряд бронзовых колодок (сегментов) 5, залитых с рабочей стороны тонким слоем баббита.

В некоторых новых конструкциях подшипников сегменты выполняются из антифрикционной бронзы без заливки баббитом.

Действие сегментов нетрудно уяснить себе из рис. 3-40; каждый сегмент 1 имеет на тыльной стороне эксцентрично помещенное ребро 2, около которого он может слегка по-

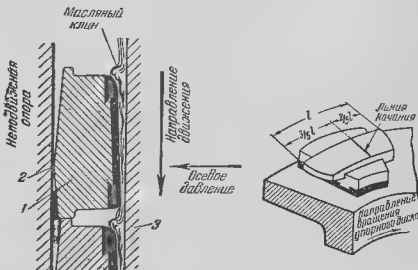


Рис. 3-40. Действие сегмента упорного подшипника.

вертываться. Благодаря этому сегмент при вращении упорной шайбы (гребня) 3 в направлении стрелки автоматически устанавливается в положение, наиболее благоприятное для образования клиновидного зазора, куда при вращении затягивается масло.

От расположения опорного ребра сегмента по радиусу (рис. 3-40) теперь часто отказываются и, например, ЛМЗ располагает ребро согласно рис. 3-41, т. е. не радиально, а параллельно выходной кромке сегмента; это приводит к одинаковому зазору по длине выходной кромки. Иногда, имея в виду большие скорости масла на большем радиусе, ребро качания наклоняют еще сильнее так, что щелевой зазор на выходной кромке сегмента получается на внешнем радиусе больше, чем на внутреннем. Такое изменение в расположении опорного ребра должно способствовать более равномерному распределению давления масла и увеличивать несущую способность подшипника; одновременно уменьшается возможность наблюдающейся иногда выработки верхней части выходной кромки сегментов.

Нередко сегменты опираются не на ребра, а на уступы, штифты и шарики.

Для того чтобы сегменты не вращались вместе с упорным гребнем вала, на неподвижной шайбе 3 (рис. 3-39) сделан соответствующий выступ (стопор) 6.

На рис. 3-42 изображен упорный подшипник турбин ЛМЗ старых выпусков. Он рассчитан на одностороннее давление (слева направо по рис. 3-42), которое воспринимается

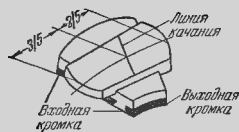


Рис. 3-41. Новое расположение опорного ребра на сегменте упорного подшипника.

упорными рабочими колодками (сегментами) 1.

Подшипник имеет восемь рабочих сегментов 1, качающихся на ребрах (рис. 3-40). Сегменты опираются на кольцо 2 с шаровой опорой, позволяющее подшипнику следовать за валом при некоторой неточности установки или прогибе последнего. Рабочие поверхности сегментов аалиты баббитом, но не соприкасаются непосредственно с упорным гребнем 3 вала, так как между ними всегда существует тонкий клиновидный слой масла.

Установочные болты 4 служат для регулирования разбега ротора в осевом направлении, т. е. расстояния между упорным гребнем 3 и установочными колодками; этот разбег допускается в пределах от 0,25 до 0,4 мм. Стопорный болт 5 предупреждает проворачивание упорного кольца 2. Необходимо следить за тем, чтобы конец болта 5 не упирался в кольцо 2, так как это лишит кольцо возможности самоустанавливаться в шаровой выточке вкладышей 7. Отсутствие зазора в этом месте не-

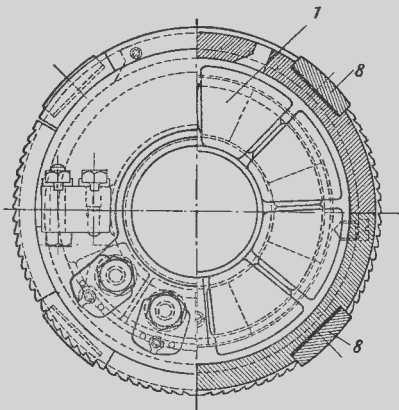
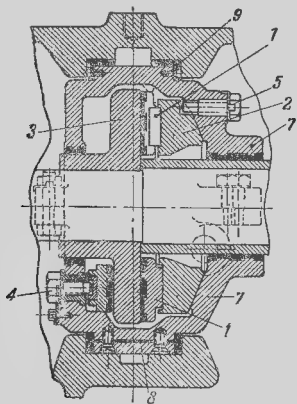


Рис. 3-42. Упорный подшипник турбин ЛМЗ более старых выпусков.

однократно служило причиной аварий с подшипниками такого типа (см. гл. 8).

Подушки 8 (рис. 3-42) служат для той же цели, что у описанного выше (рис. 3-34) цилиндрического опорного подшипника ЛМЗ, и имеют аналогичное устройство.

Толщина слоя баббитовой заливки сегментов должна быть меньше минимального осевого зазора в лопаточном аппарате турбины. Дело в том, что выплавление баббита в сегментном подшипнике при резких его перегрузках, какие могут быть, например, при гидравлических ударах, происходит настолько быстро и без предупреждающих признаков, что обслуживающий персонал может не успеть своевременно закрыть доступ пара в турбину. В этом случае важно, чтобы упорный гребень уперся в бронзовое тело сегмента до задевания лопаток ротора о неподвижные детали; этим будет предупреждена серьезная авария, так как подшипник сможет еще некоторое время работать, хотя бы со значительным повышением температуры.

Гребенчатый упорный подшипник обладает большой опорной поверхностью, а следовательно, и условия для отвода теплоты трения к металлической массе подшипника лучше, чем у сегментного подшипника; поэтому резкое повышение осевого давления, например при водяном ударе, вызывает повышение температуры, которое может быть обнаружено еще до выплавления баббита.

Перед заливкой баббитом поверхность сегментов тщательно очищается и облуживается; затем сегменты укладывают в формочку из листового железа, прогревают до температуры 200–250° С и заливают баббитом с достаточным припуском на обработку. Соединение баббитовой заливки с сегментом должно быть безукоризненно плотным, и все сегменты, не удовлетворяющие этому требованию должны быть перезалиты.

Плотность соединения заливки с сегментом может быть проверена следующим способом. Сегменты на несколько часов погружают в горячее турбинное масло, вынимают и насухо вытирают; затем, сильно сжимая пальцами сегмент, осматривают края заливки; если где-либо выступит масло, это значит, что заливка выполнена неудовлетворительно.



Рис. 3-43. Сегмент упорного подшипника с правильной формой входной кромки.

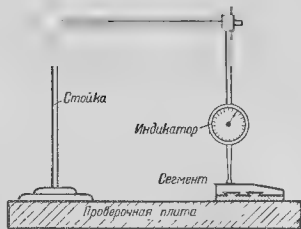


Рис. 3-44. Проверка индикатором толщины сегментов упорного подшипника

Входные кромки сегментов подшипника должны быть хорошо закруглены (рис. 3-43) во избежание нарушения масляного слоя. Зазоры между всеми сегментами и гребнем должны иметь одинаковую величину, так как только при этом условии сегменты будут равномерно нагружены; в противном случае возможен не только выход из строя подшипника, но даже поломка вала вследствие усталости, вызванной односторонним давлением.

Необходимую толщину сегментов при отсутствии других данных определяют, измеряя расстояние между упорным гребнем 3 (рис. 3-42) установленного в правильное положение ротора и кольцом 2. После обработки и шпательки до нужного размера проверяют толщину сегментов посредством индикатора с делениями в 0,01 мм. Для этого сегменты кладут пришабренной поверхностью на проверочную плиту (рис. 3-44) и, проверяя каждый в отдельности индикатором, доводят подшабриванием до того, чтобы разность в толщине между ними не превышала 0,02 мм.

Затем сегменты устанавливают на место и проверяют по краске равномерность касания упорного гребня, для чего отжимают ротор до упора в сегменты и проворачивают его по направлению нормального вращения. В случае надобности сегменты снова подшабривают. После пробного пуска турбины упорный подшипник должен быть разобран и сегменты вновь осмотрены.

Сегментные упорные подшипники часто комбинируют в одно целое с опорными подшипниками, что сокращает длину и уменьшает прогибы вала. На рис. 3-45 изображен в разрезе опорно-упорный подшипник, применяемый ЛМЗ для современных конструкций турбин. Вкладыш его благодаря сферической форме опорной поверхности может самоустанавливаться в соответствии с положением ва-

ла турбины. Это обеспечивает равномерное распределение нагрузки на сегменты и предупреждает возникновение эксцентрично приложенных к валу осевых усилий, которые в нескольких случаях вызывали поломки валов из-за усталости материала (гл. 8).

Упорные колодки (сегменты) имеются с обеих сторон упорного гребня, так что подшипник может воспринимать усилия, направленные не только вправо, но и влево; последние усилия обычно невелики, поэтому расположенные слева установочные колодки имеют меньшие размеры. К рабочим колодкам масло подводится из камеры 1 по сверлениям в теле вкладышей подшипника. К установочным колодкам оно поступает по трубкам 2. Сливается масло в основном через ряд отверстий 3. Для замера температуры масла установлены два термометра.

У новых турбин Калужского турбинного завода в качестве упорного гребня используются боковые поверхности колеса центростремительного масляного насоса, откованного заодно с валом турбины (рис 6 8).

На рис. 3-46 изображены комбинированный опорно-упорный подшипник фирмы Броун-Бовери и отдельные детали его; сегменты 1 лежат скошенными краями на стальных шариках 2 и в известных пределах имеют возможность качания. Каждый сегмент при вращении вала в направлении стрелки автоматически устанавливается под некоторым углом

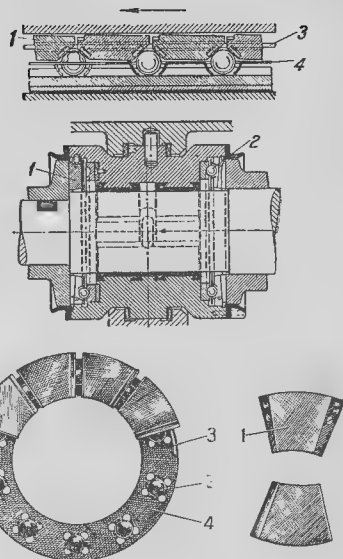


Рис 3-46. Разрез и детали упорного подшипника Броун Бовери.

к поверхности упорного гребня вала. Все сегменты связаны проволокой 3, пропущенной сквозь отверстия в них и не препятствующей свободе их движения; шарики 2 сидят в гнездах обоймы 4.

Толщина масляной пленки между упорным диском и колодками в сегментном подшипнике достигает значений 0,01 мм и меньше. Поэтому сегменты должны быть пригнаны с большой точностью, и имеется опасность, что при случайном разогревании одного из них и его расширении этот сегмент возьмет на себя всю нагрузку. Для предупреждения аварий по этой причине разработаны конструкции упорных подшипников, у которых нагрузка на сегменты автоматически выравнивается. Если давление на один из сегментов будет больше, чем на остальные, этот сегмент отойдет от упорного гребня, приподнимет соседние сегменты и, уменьшив толщину масляного клина, увеличит давление на них.

Одной из лучших в этом отношении является конструкция, показанная на рис. 3-47. Здесь сегменты 1 опираются на стальные закален-

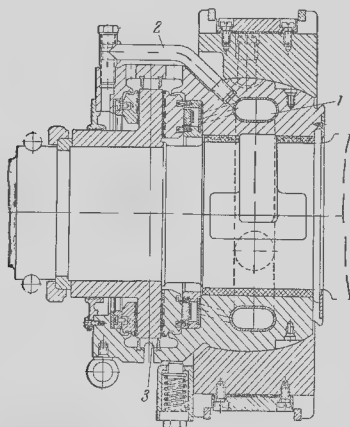


Рис 3-45. Опорно-упорный подшипник турбины высокого давления ЛМЗ нового типа

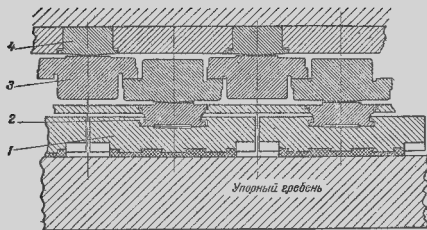


Рис 3-47. Расположение сегментов в балансирующем упорном подшипнике.

ные сухари 2, заключенные в общую обойму. В свою очередь сухари 2 опираются на качающиеся уравнивающиеся подушки 3, которые передают осевое давление на неподвижный корпус турбины через стальные каленые сухари 4. Изготовление такого подшипника обходится дороже, чем подшипника обычного типа, но и несущая способность его значительно больше. Поэтому и размеры подшипника получаются небольшими.

Паро- и маслоотбойные кольца

При работе паровой турбины может иметь место выбивание пара в атмосферу через уплотнения помимо вестовой трубы; причиной этого является или недостаточно внимательное отношение дежурного персонала к регулировке отсоса пара из уплотнения при колебаниях нагрузки турбины, или конструктивные дефекты самого уплотнения, или же слишком большие зазоры в уплотнении вследствие неправильного монтажа или износа его. У турбин с уплотнениями елочного типа утечка пара обычно появляется, как только пружины 4 (рис. 3-24) под длительным действием высокой температуры частично потеряют свою упругость и сегменты 2 уплотнительных колец отойдут от соответствующих гребней на втулке 1.

Утечка пара через уплотнения опасна тем, что выбивающийся из уплотнения пар попадает в близлежащий подшипник через зазоры между шейкой вала и крышкой подшипника и обводняет масло, что приводит к порче его.

Для того чтобы свести до минимума возможность задувания пара в подшипники, концевые уплотнения с наружной стороны снабжают пароотбойными кольцами, назначением которых является отклонение струй пара в сторону от шейки вала. В свою очередь крышки подшипников снабжают

маслоотбойными (или маслоудерживающими) кольцами, назначение которых состоит, с одной стороны, в том, чтобы не дать маслу, циркулирующему в подшипнике, выбиваться вдоль шейки вала наружу, а с другой, — свести до минимума зазор, через который в подшипник мог бы проникнуть пар из уплотнения.

Простейшую конструкцию маслоотбойных колец, являющихся одновременно и пароотбойными, можно видеть на рис. 3-21 справа. В крышку и корпус подшипника неподвижно вставлены по два тонких латунных полукольца с заостренными внутренними кромками. Между нижними полукольцами имеется сверление в корпусе подшипника (дренаж) для стока просачивающегося масла.

Зазор между острыми кромками колец и шейкой вала должен быть возможно меньше. Пригонка новых колец производится шабровкой острых кромок, которую ведут до тех пор, пока вал не перестанет сминать их. Старые изношенные кольца можно на некоторое время восстановить, оттянув их ударами молотка снова пригнав шабровкой.

Более совершенную конструкцию масло- и пароотбойных колец можно видеть на рис. 3-48,а. В этом случае прямое задувание пара в подшипники предупреждается высоким левым гребнем насаженного на вал кольца 1, направляющим пар в сторону от шейки. Гребни на кольце 1, буртики на крышке подшипника и тонкие полукольца, вставленные в крышку 2 и корпус подшипника, уменьшают возможность попадания в масло капель конденсата, осаждающихся на крышке подшипника, и выбивания паров масла из него.

На рис. 3-48,б приведена конструкция масло- и пароотбойных колец стороны высокого давления турбин ЛМЗ. Надетое на вал кольцо 1 сбрасывает капли масла с вала, а неподвижные кольца 2 и 3 отводят масло вниз. Пароотбойное кольцо 4 препятствует задуванию струй пара в зазор между кольцами 1 и 3.

В ряде случаев наблюдалась неудовлетворительная работа колец приведенных выше конструкций, и ЛМЗ в настоящее время применяет конструкцию, приведенную на рис. 3-48,в.

Ротор

Ротор паровой турбины может быть барабанного, дискового или комбинированного типа.

Барабанный ротор применяют при умеренной окружной скорости, большом числе ступеней давления, малых перепадах

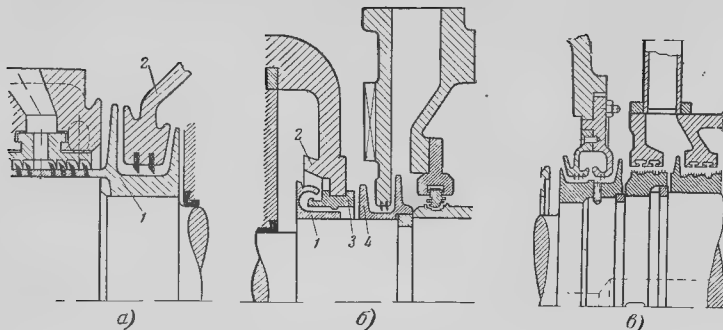


Рис. 3-48. Различные типы паро- и маслоотбойных колес.

давлений между ступенями и необходимости очень жесткой конструкции. Эти условия соответствуют особенностям реакт и турбин.

Дисковый ротор применяют при большой окружной скорости, небольшим числе ступеней давления и значительных перепадах давлений между ступенями; все эти условия имеют место в турбинах активного типа.

Комбинированный ротор чаще всего состоит из одного двухвенечного диска в части высокого давления и барабана в части низкого давления; двухвенечный диск дает возможность уменьшить длину барабана, так как может использовать большой перепад давлений. Роторы этого типа часто устанавливают на активно-реактивные турбины небольшой и средней мощности (рис. 4-45, 4-46 и др.).

Реже применяется вариант ротора комбинированного типа, имеющий в части высокого давления один двухвенечный и несколько одновенечных дисков, а в части низкого давления — барабан. Встречаются и другие разновидности роторов.

Рассмотрим по отдельности основные части ротора.

Валы. Существует довольно много различных конструкций валов, но их можно разделить на две группы.

1. Гладкие валы (рис. 3-49), имеющие одинаковый диаметр по всей длине вала, где насаживаются диски. Эти валы применяются только для небольших турбин, причем диски сажаются обычно на особые промежуточные кольца или втулки (рис. 3-51).

2. Ступенчатые валы, имеющие ряд уступов, на каждый из которых насаживается один или два диска. Такая форма вала выгодна с точки зрения его прочности и, кроме того, облегчает снятие и насаживание дисков (см., например, рис. 4-15 и др.).

На передний конец вала обычно насаживают упорный гребень и червяк или шестерню, передающие движение регулятору и масляному насосу, а на задний конец — соединительную муфту. На переднем конце вала устанавливается также регулятор безопасности.

Валы изготовляют отковкой из высококачественной стали, после чего проводят соответствующую термическую обработку. Обточка и проверка вала производятся очень тщательно, так как даже почти незаметный изгиб его вызывает вибрацию турбины.

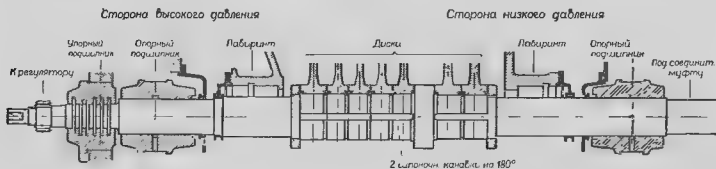


Рис. 3-49. Вал активной турбины небольшой мощности.

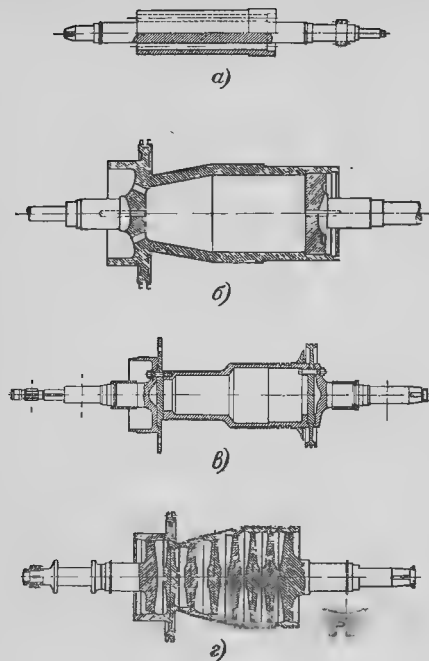


Рис. 3-50. Различные конструкции барабанных роторов

Для вала любой вообще машины существует строго определенное число оборотов, при достижении которого он начинает очень сильно вибрировать; это число оборотов называется *критическим числом оборотов вала* и зависит от его длины, диаметра и профиля, а также от веса и расположения дисков (распределения нагрузки) и от расположения и типа подшипников.

Вибрации в технике, вообще говоря, называют упругие колебания тела, т. е. такие колебания, которые возникают под действием какой-либо внешней силы и продолжаются, постепенно затухая, в течение некоторого промежутка времени после того, как действие какой-либо внешней силы и прекратилось. Число колебаний тела в единицу времени (например, в 1 сек) называется частотой колебаний, а их размах называется амплитудой колебаний. Каждое тело, имеющее определенную массу и форму и определенным об-

разом закрепленное, будучи выведенным из состояния покоя, имеет известное и всегда постоянное для него число колебаний, которое называется частотой собственных колебаний тела и практически не зависит от величины действующей силы.

Кроме собственных или свободных колебаний тела, возможны вынужденные колебания его, вызываемые периодическими действующими внешними силами. Если внешняя сила действует на тело периодически и частота действия этой силы совпадает с частотой собственных колебаний тела или имеет величину, меньшую частоты собственных колебаний в целое число раз, то наступает резонанс колебаний, причем происходит значительное увеличение их амплитуды, часто разрушающее действующее на тело.

В паровой турбине вынужденные колебания вызываются толчками пара при прохождении лопаток мимо сопел и рядом других причин, о которых мы будем говорить во второй части книги. Частота этих колебаний зависит от числа оборотов вала. То число оборотов вала, которое равно частоте собственных колебаний вала (в минуту), и является его критическим числом оборотов.

При числах оборотов, больших или меньших критического, вал будет работать спокойно за исключением тех моментов, когда число оборотов оказывается меньше критического в целое число раз. В эти моменты вибрация усиливается, хотя и не достигает такой степени, как при критическом числе оборотов.

Валы паровых турбин бывают жесткого и гибкого типа. Первые работают при числах оборотов ниже критических; вторые — при числах оборотов выше критических.

Таким образом, при пуске турбины с жестким валом приходится переходить только через резонансные числа оборотов (меньшие критического в целое число раз), а при пуске турбины с гибким валом — и через критическое число оборотов. Эти моменты нужно знать заранее и переходить через них быстро и в полном соответствии с указаниями, данными в инструкции завода-изготовителя турбины.

Барабаны. Существуют четыре основные конструкции барабанов реактивных турбин:

1. Барабаны, представляющие собой увеличенную в диаметре часть сплошного вала (рис. 3-50, а). Этот тип барабана применяется в тех случаях, когда требуется значительная окружная скорость при небольшом диаметре барабана.

2. Барабаны, откованные вместе с одной частью вала; вторая часть вала закрепляется в барабане горячей посадкой или иногда привертывается к нему болтами. Барабаны этого типа (рис. 3-50, б) встречаются в турбинах небольшой и средней мощности довоенных поставок.

На одном из концов барабана, обычно со стороны высокого давления, имеется разгрузочный поршень, пар от которого часто отводит через внутреннюю полость барабана в промежуточную ступень турбины или в конденсатор.

Барабан изготавливают отковкой из стали, обрабатывают сначала внутреннюю часть, закрепляют его на валу и затем обтачивают снаружи и балансируют.

3. Барабаны, с двух сторон напрессованные в горячем виде на утолщения вала или прикреплённые к ним болтами (рис. 3-50, в); такие барабаны большого диаметра встречаются в очень мощных импортных турбинах.

4. Барабаны, изготовленные посредством сварки из отдельных колец и дисков (рис. 3-50, г), что даёт очень жесткую конструкцию, способную выдержать высокие окружные скорости, но требует очень тщательно продуманной и выполненной сварки. Этот тип ротора получает в последнее время все большее распространение, по мере усовершенствования технологии сварки.

Диски. Каждый диск, как уже говорилось выше, несет один или несколько рядов лопаток, вставленных хвостами в проточенные по окружности диска пазы, насаженные на обод диска или насаженных и приклепанных к нему.

Диски можно выполнять из высококачественной стали, так как они могут быть хорошо прокованы. Поэтому в них и допускают большие напряжения; роторы дискового типа находят широкое применение при больших окружных скоростях.

Материалом дисков служит как простая углеродистая сталь, так и специальные стали (хромоникелевая, хромоникелемолибденовая и др.). Заготовки для дисков тщательно испытываются в заводских лабораториях, и никакие дефекты в них не допускаются; поверхность диска тщательно обрабатывают.

В дисках тех ступеней турбины, которые должны работать без реакции или с малой степенью реакции, обычно сверлят по несколько отверстий для выравнивания давления по обе стороны диска.

Посадка дисков на вал производится всегда с значительным натягом, диск насаживают горячим с таким расчетом, чтобы увеличение диаметра отверстия втулки во время эксплуатации турбины было меньше, чем полученное от нагревания при посадке диска.

Дело в том, что во время пуска и в нормальной работе диаметр диска слегка увеличивается за счет нагрева и действия центробежных сил; это вызывает ослабление натяга посадки диска на валу. Отсутствие натяга при работе может вызвать «болтанье» диска, опасную для турбины вибрацию ротора и быть причиной аварии. Рациональное закрепление дисков на валу является поэтому задачей особенно важной.

Существует ряд способов насадки дисков, из которых мы отметим следующие:

1. Насаживание дисков на особые надеты на вал кольца (рис. 3-51, а); способ этот применяют многие турбостроительные заводы. Фирма Броун-Бовери выполняет эти кольца пружинящими, что должно сохранять плотность посадки при расширении диска от нагревания и центробежной силы (рис. 3-51, б). Однако опыт эксплуатации показал неудовлетворительность такого способа посадки дисков при высоких температурах пара.

2. Насаживание дисков на слегка конические разрезные втулки (рис. 3-51, в); способ этот имеет то достоинство, что степень натяжения при напрессовывании можно установить с большей точностью, при обычной посадке.

При большом посадочном натяге применяется подогревание дисков в кипящей воде перед впрессовыванием втулки. Для снятия дисков с вала вытягивают втулки при помощи приспособления, по заданному на рис. 3 52.

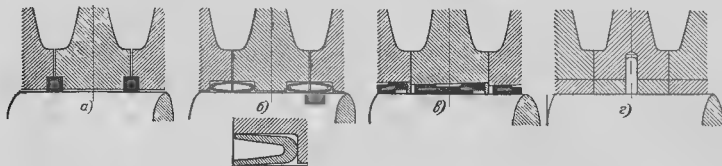


Рис. 3 51. Способы крепления дисков к валу

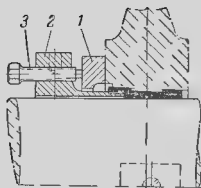


Рис. 3-52. Приспособление для вытаскивания конических втулок, крепящих диски.

1 — упорное кольцо; 2 — съемник; 3 — отжимной болт.

Для предупреждения проворачивания дисков их закрепляют плоскими шпонками, попеременно расположенными с двух или трех сторон вала в целях сохранения балансировки ротора. Крайний диск ротора закрепляется гайкой, кольцом или иным способом. Перед насаживанием посадочные поверхности вала и втулок дисков обычно смазывают графитом для предохранения от прикипания. Между втулками соседних дисков, а также между гайкой и втулкой последнего диска должны быть оставлены зазоры порядка 0,1—0,2 мм для свободного расширения дисков при нагревании.

3. В области высоких температур большие диски снабжаются «пальцевыми втулками» (рис. 3-51,г и 3-53). В таких дисках центральное отверстие растачивается до диаметра, значительно превышающего диаметр вала. После этого в диск с натягом впрессовывается втулка, которая затем растачивается до диаметра вала с припуском на натяг для посадки на вал. В запрессованной втулке просверливается в радиальном направлении ряд отверстий, куда загоняются штифты (пальцы). Собранный таким образом диск с втулкой обычным способом надевается на вал.

Цель этого устройства следующая: если во время работы турбины диск вследствие расширения от нагревания и центробежной силы

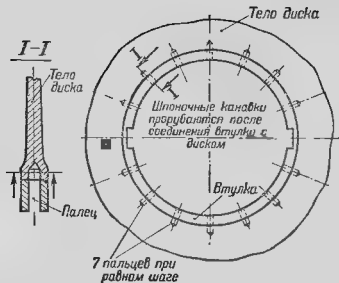


Рис. 3-53. Крепление диска посредством пальцевой втулки

начнет терять натяг и ослабнет на втулке, то пальцы не позволят диску расцентроваться и болтаться на втулке. Втулка же, плотно сидящая на валу и имеющая примерно равную с ним температуру и небольшую массу, свой натяг сохранит.

Иногда посадка дисков на вал с помощью пальцевых втулок применяется и в высоконапряженных больших дисках ступеней низкого давления мощных современных турбин.

В последние годы получили большое распространение роторы, вал которых откован заодно с дисками. Достоинством их являются отсутствие посадок, могущих ослабнуть в эксплуатации турбины, и меньшая длина, так как отпадает необходимость крепления дисков на валу, вследствие чего втулочные части дисков могут быть тоньше. Ввиду того что отковать ротор большого диаметра из одного слитка стали очень трудно, наибольшее применение цельнокованные роторы имеют для частей высокого давления многокорпусных турбин (рис. 3-54) и для быстросходных турбин небольшой мощности. Главный недостаток этих роторов заключается в том, что в случае повреждения одного из

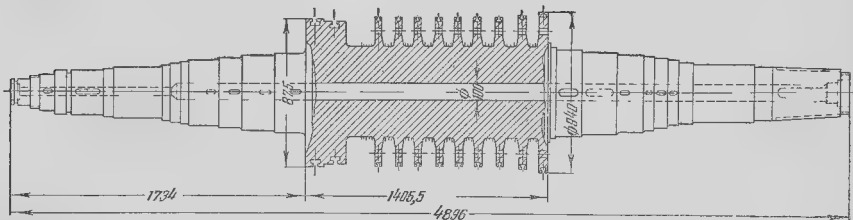


Рис. 3-54. Цельнокованный ротор турбины высокого давления ВК-100-2 ЛМЗ.

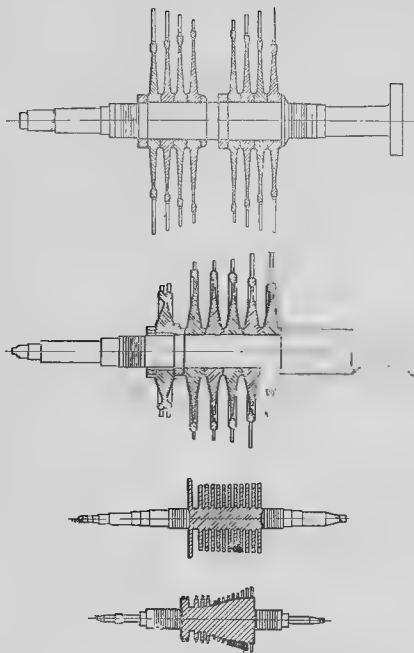


Рис. 3-55. Различные конструкции роторов с дисками.

дисков приходится заменять весь ротор целиком.

Довольно часто на цельнокованный ротор насаживают один или несколько съемных дисков большого диаметра.

Различные конструкции роторов современных турбин изображены на рис. 3-55.

Уравновешивание роторов. Для спокойной работы турбины ее ротор перед установкой должен быть безукоризненно отбалансирован (уравновешен) статически и динамически.

Рассмотрим этот вопрос подробнее; допустим, что мы имеем тонкий диск (рис. 3-56,а), центр тяжести которого лежит в точке 2, находящейся на некотором расстоянии от центра вращения 1; причиной этого может быть неоднородность материала диска или неправильная (несимметричная) его обточка. При вращении такого диска появится неуравновешенная центробежная сила, величина ко-

торой будет тем больше, чем больше скорость вращения диска, его масса и расстояние центра тяжести от центра вращения. Направление действия этой силы будет лежать на диаметре, проходящем через центр тяжести, причем сила будет направлена наружу (см. стрелку на рис. 3-56,б). На практике величина центробежной силы в быстроходных машинах может достигать нескольких тонн и наличие ее скажется сильными вибрациями вала.

Например, для небольшого диска весом 100 кг с центром тяжести, смещенным всего лишь на 0,1 мм, величина неуравновешенной центробежной силы при 5000 об/мин будет равна 280 кг, т. е. почти в 3 раза превысит вес самого диска.

Для того чтобы уравновесить эту силу, достаточно поместить некоторый груз где-либо на том же диаметре, но с другой стороны от центра вращения (например, в точке 3 рис. 3-56,в), подобрав его величину так, чтобы возникшая новая центробежная сила, имеющая обратное направление, была равна по величине первой силе. В нахождении величины этого груза и места его приложения и заключается статическая балансировка. Практически возможно и другое решение этой задачи, а именно вместо утяжеления стороны, противоположной положению центра тяжести, можно облегчить удалением металла ту сторону, где он находится, и тем сместить его до совпадения с центром вращения. Снимать металл следует по большой поверхности, чтобы не ослабить диска в каком-либо сечении.

Нахождение плоскости, в которой лежит центр тяжести, сравнительно несложно; если дать возможность диску свободно повернуться на оси, то при остановке его центр тяжести окажется внизу (рис. 3-56,г). Для этой цели вал с диском укладывают на параллельные,

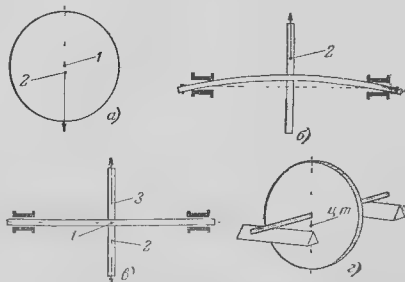


Рис. 3-56. Статическая балансировка тонкого диска со смещенным центром тяжести.

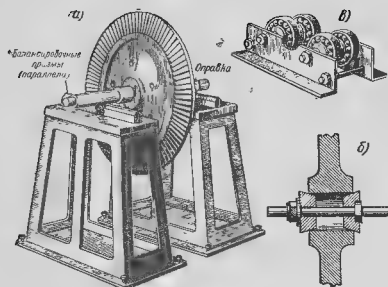


Рис 3-57. Станок для статической балансировки дисков. а — балансировка на призмах; б — установка диска на конических втулках; в — спаренные шарикоподшипники, замещающие призмы.

стро го горизонтальные шлифованные призмы из закаленной стали (ножи) или шарикоподшипники, на которых он может поворачиваться с минимальным трением (рис. 3-57).

Величину добавляемого груза или количество металла, которое необходимо снять, находят путем постепенных проб; часто для этой цели пользуются какой-нибудь мастикой, кусочки которой наклепывают на диск и по достижении его уравновешенности взвешивают. Точно уравновешенный диск, будучи помещен на ножи, должен останавливаться в любом положении.

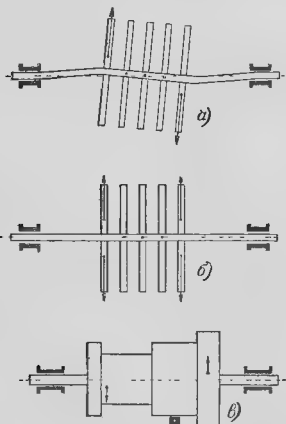


Рис. 3-58. Схема действия центробежных сил в динамически неуравновешенном роторе при его вращении.

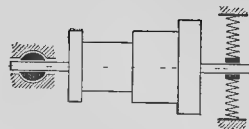


Рис. 3-59. Схема устройства станка для динамической балансировки (вид сверху).

Статическое уравновешивание практически достаточно для сравнительно тонких дисков или для дискового ротора, когда все его диски уравновешиваются по отдельности, но им нельзя ограничиться, когда приходится иметь дело с собранным дисковым ротором, с барабанным ротором или с ротором генератора; в этих случаях приходится прибегать дополнительно к динамической балансировке. Чтобы яснее разобраться в причинах этого, рассмотрим следующий пример: допустим, что мы имеем ротор с некоторым числом одинаковых дисков, причем центры тяжести всех средних дисков совпадают с центром вращения, а центры тяжести двух крайних дисков смещены на равные расстояния от оси вращения в прямо противоположные стороны и лежат в одной и той же плоскости, проходящей через ось вращения. Такая система статически будет вполне уравновешена, так как смещенный центр тяжести последнего диска будет играть роль противовеса смещенному центру тяжести первого диска. Если же мы приведем ротор во вращение, то возникшие центробежные силы будут изгибать вал и стремиться вырвать его из подшипников (рис. 3-58,а). Для того чтобы сбалансировать такой ротор, нужно поместить уравновешивающие грузы на каждый из этих дисков согласно рис. 3-58,б. Найти величину и место установки этих грузов путем статической балансировки невозможно и приходится прибегать к динамической балансировке, т. е. находить место приложения уравновешивающих грузов и их вес во время быстрого вращения ротора.

Аналогичное положение будет при балансировке барабанного ротора (рис. 3-58,в), который можно рассматривать как состоящий из бесконечно большого числа бесконечно тонких дисков. Уравновесив его статически, мы не можем быть гарантированы, что в некоторых из этих воображаемых дисков центры тяжести не расположены так, что уравновешивают друг друга при покое ротора, но создают значительные центробежные силы, изгибающие действующие на вал при вращении ротора.

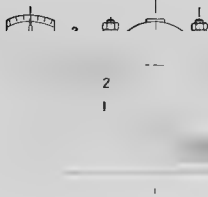


Рис. 3-60. Подшипник станка для динамической балансировки.

1 — шарик; 2 — винт с краской для определения положения эксцентриситета; 3 — пружинка; 4 — указатель колебаний.

Для динамической балансировки ротор устанавливают в специальный станок (рис. 3-59), в котором один конец вала ротора ложится в подшипник с шаровым вкладышем, а другой конец — в подшипник, зажатый между двумя пружинами; этот подшипник благодаря упругому закреплению может в известных пределах перемещаться в горизонтальном направлении (рис. 3-60). По колебаниям конца вала во время его вращения, отмечаемым особым указателем или индикатором, определяют место, где нужно расположить уравнивающий груз, и необходимый вес груза.

Лопатки

Рабочие лопатки являются ответственнейшими деталями, поломка которых почти неминуемо влечет за собой серьезную аварию турбины. Работа лопаток протекает в очень тяжелых условиях (высокая и переменная температура, переменное действие струи пара, действие центробежной силы и т. д.); поэтому к конструкции лопаток, материалу, изготовлению и монтажу их предъявляются особо высокие требования.

Лопатка обычного типа состоит из рабочей части 1 (рис. 3-61) и хвоста (ножки), который вставляется в паз соответствующей формы, проточенный в обод диска 3. Между хвостами соседних лопаток в паз закладываются промежуточные тела 4, устанавливающие точное расстояние между лопатками и фиксирующие положение лопаток в пазу. Для того чтобы придать лопаточному венцу достаточную жесткость, лопатки связывают друг с другом посредством ленточного бандажа 5; он же способствует уменьшению утечек пара мимо рабочих лопаток. Для закрепления бандажа служат шпиль 6, входящие в соответствующие им отверстия в бан-

даже; после установив бандажа шпиль расклепывают, а иногда соединение еще пропаявают серебряным припоем. Бандаж разрезают на несколько частей, оставляя между ними зазоры величиной 1—2 мм для свободного температурного удлинения.

Задняя (выпускная) сторона лопатки называется спилкой; кромка со стороны входа пара называется входной, а со стороны выхода пара — выходной кромкой лопатки.

Вместо ленточного бандажа нередко применяют проволоочный, скрепляя (прошивая) лопатки группами по 6—20 шт. стальной или латунной проволокой, пропущенной сквозь отверстия в лопатках и запинаясь серебряным припоем.

Материал бандажей должен быть выбран с большой осмотрительностью; многие материалы не выдерживают пробивания дыр для расклепываемых шпилей лопаток, и в уголках этих дыр образуются тончайшие трещины, которые в эксплуатации увеличиваются и могут привести к разрыву бандажа.

В свою очередь шпиль лопаток при неумелом расклепывании также могут служить причиной отрыва бандажа, так как материал шпиль от наклепа становится более хрупким и в углах легко могут возникнуть трещины, после чего шпиль отламывается от лопатки.

Чаще всего бандажные ленты изготовляют из 5%-ной никелевой стали или из нержавеющей стали.

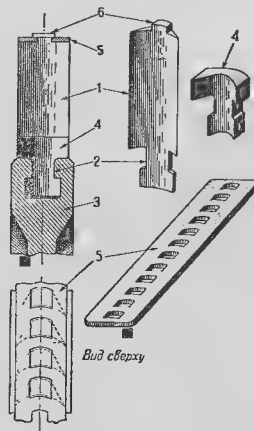


Рис. 3-61. Рабочая лопатка активной турбины и ее крепление на диске

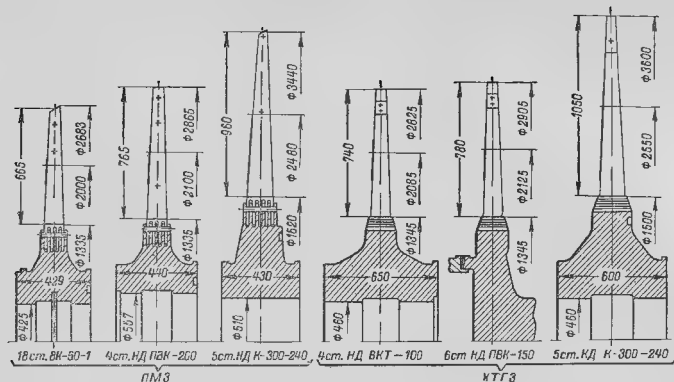


Рис 3-62. Диски и лопатки последних ступеней конденсационных турбин большой мощности.

Проволочные и ленточные бауцажи, припаяваемые к лопаткам, делают хрупкими от перегрева при пайке, так же как сильно нагретые места лопаток, вследствие чего нужно пользоваться только не очень тугоплавкими припоями и не нагревать спаиваемые места больше, чем необходимо; несколько употребительных рецептов припоев мы даем ниже.

Медь, %	Цинк, %	Серебро, %	Температура плавления, °С
40	35	25	765
30	25	45	720

При пайке применяется флюс состава: фтористый калий водный 60%, борная кислота 40%, или фтористый калий безводный 43%, борная кислота 57%.

Лопатки изготавливают штамповкой из листового материала или же фрезерованием из целого куска металла или из соответствующего светлокатаного профиля. Лопатки современных турбин выполняют обычно из нержавеющей или, реже, никелевой стали. Лопатки реактивных турбин старых конструкций, работающие при низких температурах пара и невысоких окружных скоростях, часто выполняли из латуни или при повышенных температурах из монель-металла¹, удовлетворительно переносящего действие высоких температур,

не ржавеющего и имеющего хорошие механические качества.

Длины лопаток в современных турбинах применяются от 5 до 1050 мм (лопатки последней ступени турбины К-300-240). Данные о размерах дисков и лопаток мощных турбин ЛМЗ и ХТГЗ приведены на рис. 3-62.

Для обеспечения безударного входа пара на лопатку по всей ее высоте приходится учитывать увеличение окружной скорости от хвоста лопатки к периферии, а также влияние центробежной силы, отжимающей частицы пара к периферии лопаточного венца. Условия безударного входа требуют постепенного увеличения входного угла лопатки от хвоста к вершине, т. е., иными словами, закрутки лопаток.

Лопатки, спроектированные для безударного входа пара по всей их высоте, называются винтовыми. Такие лопатки применяются главным образом в последних ступенях мощных современных турбин.

Интересным современным образцом винтовой лопатки является рабочая лопатка последней ступени турбины ПВК-150 мощностью 150 000 кВт, спроектированная Харьковским турбинным заводом. Эта лопатка имеет хвост с осевыми зубцами, длину рабочей части 780 мм и вес 9,72 кг (рис. 3-63).

Наиболее напряженным местом лопатки, чаще всего подвергающимся излому, является ее хвост. Для того чтобы повысить прочность лопаток, их часто выполняют с утолщенными хвостами, играющими одновременно

¹ Состав монель-металла никеля 72%, меди 26,5%, железа 1,5%.

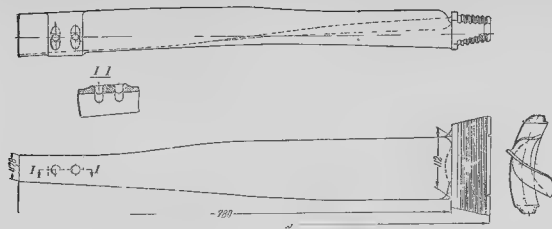


Рис. 3-63. Винтовые лопатки турбины ПВК-150 ХТЗ.

но роль промежуточных тел. Такие лопатки показаны на рис. 3-68; они имеют еще ту особенность, что функции бандажа выполняет загнутый конец, упирающийся в соседнюю лопатку, что создает достаточно жесткую систему.

Лопатки реактивных турбин вводят хвостами в пазы, проточенные в теле барабана ротора (рис. 2-20). Промежуточные тела, если они имеются, после установки подчеканиваются. В некоторых случаях лопатки имеют в нижней части уступы, которые заходят под промежуточные тела; этим лопатки удерживаются от вылетания из паза при работе. Такой метод крепления реактивных лопаток, применяемый фирмой Броун-Бовери, показан на рис. 3-64.

Иногда лопатки вставляют в пазы не по одной, а целыми заранее собранными пакетами-секциями (рис. 3-65).

Лопатки активных турбин чаще всего имеют хвосты в виде перевернутой буквы Т (рис. 3-61, 3-66), входящие в выточку (паз) той же формы по окружности диска турбины. Хвост лопатки заводится в выточку через уширение 1 (рис. 3-66), в которое затем вставляется специальный замок 2.

Изображенный на рис. 3-66 лопаточный замок состоит из двух вставок, одна из которых

имеет клиновидную форму. Каждая вставка имеет снизу выступ, который заходит под соседнюю с ней лопатку, когда вставки раздвигаются, загоняемой между ними шпилькой. Замки такого типа можно встретить на турбинах зарубежного происхождения, в частности на турбинах немецких заводов.

На рис. 3-67 изображены замки для двухвальных дисков турбин ЛМЗ, закреп-

ленные заклепками из хромомолибденовой стали.

Простой тип замка показан на рис. 3-68; замки этого типа мало пригодны при высоких окружных скоростях, так как вырез в ободе уменьшает прочность диска.

На рис. 3-69 показан замок с расклинкой; медный вкладыш 1, прорезанный посредине, загоняется в уширение выточки диска 2, в которое заранее вставлены замковые лопатки, подкладка 4 и клин 3. Вкладыш раздвигается клином, входящим в него, и заполняет всю расширяющуюся книзу выточку. Очевидно, что соединение это неразборное, и для удаления замка вкладыш нужно вырубать. Лопаточные замки этого типа применялись нашими заводами на небольших турбинах довоенных конструкций, например ОК-30.

Некоторые заводы предпочитают приклепывать лопатки к диску, для чего лопатки выполняют с так называемым вильчатым хвостом (рис. 3-62 и 3-70), сделанным заодно с промежуточным телом. Каждая лопатка крепится несколькими точно пригнанными заклепками; способ этот дает возможность сменить поврежденную лопатку или пакет лопаток, связанных бандажом, не трогая осталь-

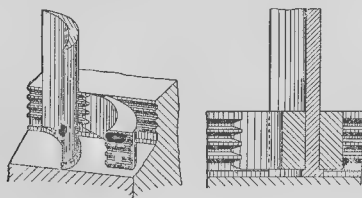


Рис. 3-64. Крепление реактивных лопаток турбин Броун-Бовери.

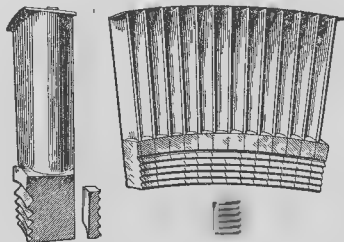


Рис. 3-65. Пакет реактивных лопаток в сборе.

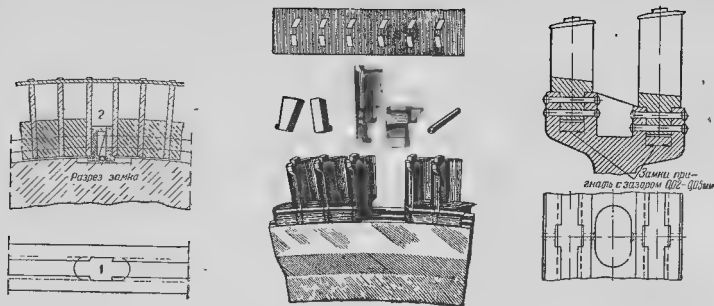


Рис. 3-66. Лопаточный замок турбины ВУМАГ

Рис. 3-67 Лопаточный замок двухребенчатого диска турбины ЛМЗ

ных, что можно рассматривать как некоторое преимущество при ремонтных работах.

Крепление лопаток с вильчатым хвостом заклепками применяет ЛМЗ. Харьковский турбинный завод им. С. М. Кирова выполняет лопатки вильчатого типа без заклепочного крепления. Каждая лопатка имеет раздвоенный хвост с внутренними вырезами (рис. 3-71), надеваемый на обод диска, имеющий соответствующий профиль. Выступы на концах хвоста, входящие в пазы в ободе диска, не дают разойтись концам лопатки в стороны. Все лопатки фрезерованы из нержавеющей стали заодно с промежуточными телами, термически обработаны и шлифованы. Для самых больших лопаток ХТГЗ применяет хвосты с наружными зубцами (рис. 3-63).

В последнее время некоторые заводы начали применять сварку для крепления лопаток первых ступеней турбины высокого давления. При этом лопатки не только привариваются к диску с двух сторон, но и свариваются попарно (рис. 3-72).

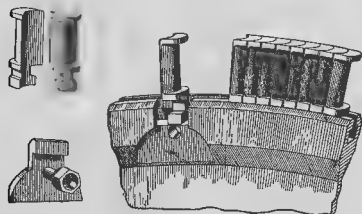


Рис. 3-68. Лопаточный замок с вырезом в ободе диска для турбин небольшой мощности.

На двухвенечных дисках новых турбины высокого давления ЛМЗ применена попарная сварка лопаток внизу хвоста и по бандажу, изготовленному заодно с лопатками, что значительно увеличило прочность лопаточного аппарата, но посадка на диск оставлена прежняя (рис. 3-73).

При частичном или полном перелопачивании диска турбины нужно иметь в виду, что при изготовлении на заводе лопатки получаются не точно одинаковых размеров, а следовательно, и различного веса. Поэтому, для того чтобы после облопачивания получить уравновешенный диск, нужно взвесить перед облопачиванием каждую лопатку и подобрать из них группы одинакового веса, которые и устанавливать с диаметрально противоположных сторон диска. Лопатки, имеющие слишком большое отклонение от нормального веса,

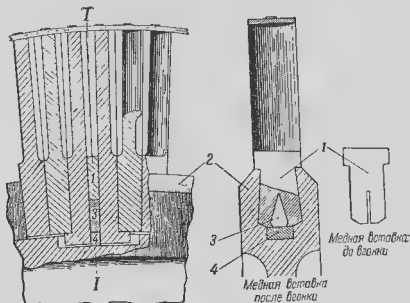


Рис. 3-69. Лопаточный замок турбины типа ОК-30.

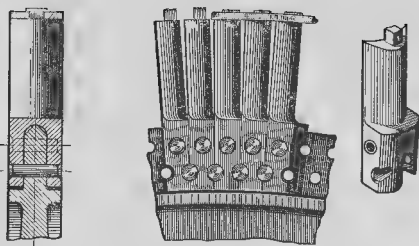


Рис 3-70 Лопатки с прикрепляемыми вилчатыми хвостами

должны быть отбракованы. Несоблюдение этого требования затрудняет балансировку диска после облопачивания.

Соединительные муфты

Роторы отдельных частей турбины, а также роторы турбины и генератора соединяются между собой муфтами, которые могут быть жесткими, полугибкими (полужесткими) и гибкими (подвижными).

Жесткие соединительные муфты часто устанавливают на турбогенераторах с жестким (коротким) валом, причем муфта лежит в выемке стойки, общей для подшипников обоих роторов (рис. 4-62); жесткие муфты применяются всегда, если роторы турбины и генератора устанавливаются на трех подшипниках (отсутствует один подшипник у турбины) (рис. 4-54).

Жесткая муфта состоит из двух фланцев, откованных вместе с валами или пасажными на них и стянутых по окружности болтами (рис. 3-74 и 3-74а); муфты этого типа, отличающейся простотой конструкции, требуют очень точной установки подшипников агрегата. Соединительные болты муфты должны входить в отверстия фланцев без игры (от молотка). Обычно болты поочередно пригоняют к отвер-

стиям шлифовкой, после чего головки болтов и отверстия нумеруют.

На рис. 3-75 показана конструкция полугибкой муфты, применяющейся ЛМЗ для соединения вала 1 турбины с валом 2 генератора. Некоторая эластичность этой муфты достигается применением упругой волнообразной соединительной части 3, допускающей значительную угловую и радиальную расцентровку валов во время работы. В то же время эта муфта не является компенсатором в осевом направлении. Болт 4 служит для отжимания фланцев при разборке муфты.

Подвижная (гибкая) муфта допускает относительное перемещение валов, вызываемое неточностью их установки и тепловыми деформациями при работе турбины; муфты этого типа устанавливают на турбогенераторах, имеющие четыре или больше опорных подшипников, причем помещают муфту в промежутке между двумя подшипниками (рис. 4-35).

Подвижная муфта обычно состоит из двух пазовых или на валу фланцев (звездочек), каждый из которых имеет по окружности ряд кулачковых выступов или зубцов, входящих в соответствующие им прорезы в падевой наружной разъемной соединительной части. Муфты этого типа показаны на рис. 3-76, 3-77 и 3-77а.

Кулачки или зубцы входят в прорезы с небольшим зазором и обильно смазываются маслом, которое подается в муфту по специальной трубке или непосредственно из подшипника; масляная пленка в зазорах смягчает толчки и предупреждает изнашивание ку-

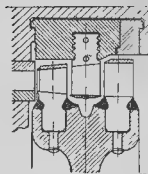


Рис. 3-72 Крепление лопаток двухвального диска сваркой.

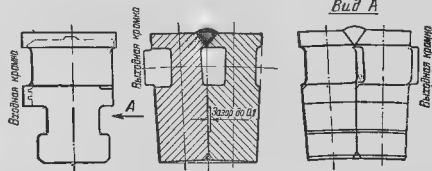


Рис. 3-73. Сварной пакет из двух лопаток для первого венца турбины ВК-50-1 ЛМЗ.

Рис. 3-71. Лопатка с верхней посадкой турбин ХТЗ им Кирова

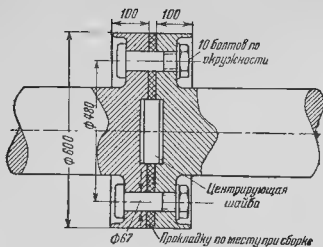


Рис. 3-74. Разрез муфты жесткого типа.

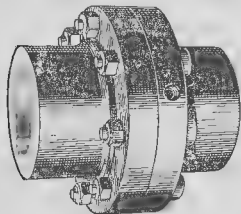


Рис. 3-74а. Общий вид муфты жесткого типа.

лачков. Кулачки подвижных муфт иногда делают сменными, причем в этом случае их выполняют для большей эластичности из стальных пластинок, набранных в пакеты.

Зубцы по окружности муфты, показанные на рис. 3-76, служат для проворачивания ротора ручным или приводным валом поворотного механизма.

На рис. 3-78 изображена конструкция пружинной подвижной муфты, применяемой для соединения валов двухкорпусных турбин ЛМЗ.

Эта муфта не только смягчает толчки при передаче крутящего момента, но допускает

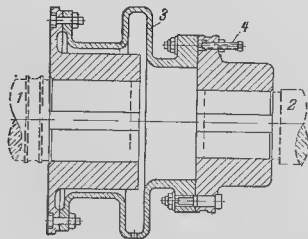


Рис. 3-75. Разрез полугибкой муфты турбин ЛМЗ.

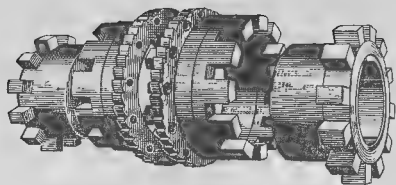


Рис. 3-76. Подвижная муфта кулачкового типа в собранном виде.

довольно большие сдвиги роторов в осевом направлении относительно друг друга и небольшое несовпадение осей роторов, которое часто появляется с течением времени даже у безукоризненно смонтированных машин.

Муфта состоит из двух фланцев, каждый из которых пасажен на конец соответствующего вала; по окружности флянцы имеют ряд зубцов, между которыми помещается волнообразно изогнутая стальная пружина 1, состоящая из нескольких сегментов для облегчения сборки. Муфта закрывается сверху кожухом 2, удерживающим пружину от вытания.

Зубцы имеют форму, дающую возможность пружине свободно прогибаться. При нормальных нагрузках усилие передается длинными свободными участками пружины (рис. 3-78,б), которые при этом весьма эластичны. При перегрузках точки опоры витков пружины в зубцах перемещаются так, что остаются только короткие свободные участки,

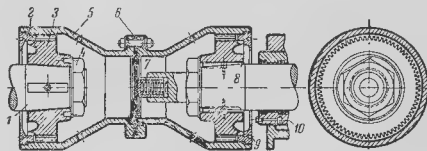
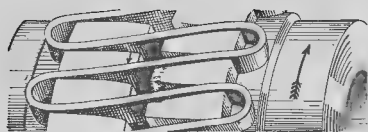


Рис. 3-77. Разрез зубчатой подвижной муфты.

1 — вал турбины; 2 — упорная шайба; 3 — фланец муфты; 4 — точка на валу; 5 — соединительная полумуфта; 6 — установочная шайба; 7 — шпонка; 8 — установка; 9 — масляный каплеуловитель; 10 — подвод масла



Рис. 3-77а. Детали зубчатой подвижной муфты.



а)



б)

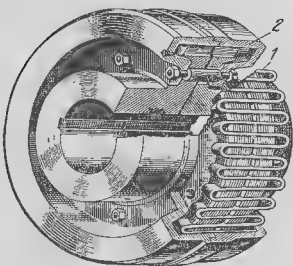


Рис. 378. Подвижная пружинная муфта.

жесткость которых увеличилась пропорционально возрастанию нагрузки (рис. 3-78,а).

Соединительные муфты турбогенераторов всегда бывают закрыты неподвижными кожухами, нижняя часть которых обычно отлита заодно со стойками близлежащих подшипников.

Валоповоротные приспособления

После останова турбины происходит постепенное остывание ее деталей. Этот процесс протекает в течение нескольких часов; подсчета и опытными исследованиями было установлено, что вал мощной турбины принимает температуру окружающей среды примерно через 30—40 ч.

Если вал остывает в неподвижном состоянии, то происходит его изгиб, по крайней мере временный, который может не позволить вновь пустить турбину в ход из-за сильных вибраций.

Изгиб неподвижного вала происходит вследствие неравномерности его охлаждения: верхняя часть вала находится в более теплой среде, чем нижняя, так как холодные слои воздуха, естественно, скопляются в нижней части турбины, а горячие поднимаются вверх; разница температур сверху и внизу вала может достигать 50—60° С. Поэтому волокна вала, расположенные снизу, сокращаются раньше верхних, и вал приобретает кривизну—выгибается вверх. С течением времени величина прогиба вначале возрастает и может достигнуть такой степени, что турбину в некоторый момент времени будет невозможно пустить в ход; затем температура внутри турбины постепенно выравнивается, и вал начинает выпрямляться. Таким образом, для каждой турбины есть определенный промежуток времени после ее останова, в течение которого ее не следует пускать в ход. Установить этот промежуток времени можно только опытным путем, проведя измерения кривизны вала через определенные промежутки времени посредством точных индикаторов; на основании этих измерений должна быть построена соответствующая кривая, которой нужно руководствоваться при эксплуатации данной турбины (см. гл. 7).

Попадание в остановленную турбину пара через теплотные клапаны может сильно изменить характер описанного процесса и привести к тому, что выравнивания температур и самостоятельного прямления вала более не произойдет.

Существуют два основных способа уменьшения искривления вала при остывании:

1. Регулярное проворачивание ротора турбины на 180° С. После поворота на 180° вала, первоначально искривившегося вверх, начинается его выпрямление, а затем искривление в обратную сторону. Если для данной турбины известен промежуток времени, в течение которого кривизна вала достигает предельной величины, при которой еще возможен безопасный пуск в ход (0,03—0,05 мм), то, поворачивая ротор на 180° через соответствующие промежутки времени, можно держать турбину в работоспособном состоянии.

Проворачивание производится посредством валоповоротного механизма, ручного или электрического. Необходимо следить за тем, чтобы повороты производились точно на 180°, иначе эффект этого мероприятия может сойти на нет.

Более подробно вопросы пуска частично остывших турбин изложены в гл. 7.

2. Непрерывное медленное вращение ротора посредством валоповор-

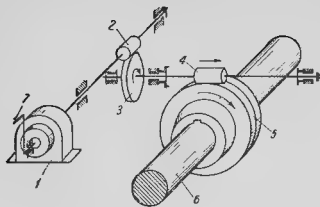


Рис. 3-79. Схема валоповоротного устройства с приво-
дом от электродвигателя.

поворотного устройства в течение всего времени остывания турбины или определенных периодов времени после останова и перед пуском ее. Схема такого устройства приведена на рис. 3-79. Оно состоит из электродвигателя 1, вращающего валик с червячным винтом 2; этот винт сцеплен с шестерней 3, заклиненной на валике с червячным винтом 4; последний в свою очередь вращает соединительную муфту 5 ротора, снабженную по окружности зубчатым зацеплением, а следовательно, и вал 6 турбины. Червячный винт 4 можно передвигать вдоль его валика и этим выводить из зацепления с муфтой 5 перед пуском турбины. Рукоятка 7 дает возможность медленного вращения ротора от руки в случае надобности. Мощность мотора от 4 5 до 20—25 *квт* в зависимости от размеров турбогенератора.

На рис. 3-80 изображена конструкция валоповоротного механизма новых турбин ЛМЗ; она соответствует схеме рис. 3-79; разница заключается только в том, что червяк 4 (рис. 3-79) заменен шестерней. Число оборотов мотора 750 *об/мин*; передаточное число к валу турбины 1 : 220. Следовательно, число оборотов ротора при работе механизма приблизительно равно $3\frac{1}{2}$ *об/мин*.

Мотор автоматически включается при правильном введении шестерни в зацепление с муфтой 5. Механизм работает как после останова, так и перед пуском турбины; он автоматически выключается из работы, когда число оборотов турбины превышает $3\frac{1}{2}$ *об/мин*. Во время проворачивания ротора должен работать вспомогательный масляный турбонасос для того, чтобы была обеспечена циркуляция масла в подшипниках.

Следует отметить, что длительное вращение ротора с малым числом оборотов небезвредно, так как при малых окружных скоростях шеек валов возможны нарушение масля-

ной пленки в зазорах между шейками и вкладышами и возникновение полусухого трения, вызывающего износ баббитовой заливки подшипников.

Тепловая изоляция турбины

Рассматривая тепловые потери турбины, мы указали (стр. 54), что потери тепла излучением в окружающую среду невелики. Действительно, в общем тепловом балансе турбины они составляют только долю процента. Однако из этого не следует, что этими потерями можно пренебрегать; при колоссальных расходах пара крупных турбин, выражающихся в десятках и даже сотнях тонн пара в час, абсолютная величина этих потерь достигает десятков тысяч *ккал/ч*.

Не говоря уже о том, что потеря тепла излучением является невозвратной (стр. 55), т. е. тепло, сообщенное окружающей среде, не участвует больше в рабочем процессе турбины, эта потеря влечет за собой ряд дополнительных затруднений: громадные количества тепла, сообщаемые воздуху, вызывают необходимость в интенсивной вентиляции машинного зала, затрудняют обслуживание машин и ухудшают условия труда эксплуатационного персонала. Кроме того, горячие части турбины (например, часть высокого давления корпуса, паровые коробки) могут передавать излучением тепло холодным деталям (фундаменту, стойкам подшипников), что вызывает их дополнительное расширение и как следствие его — перекосы, нарушение центровки и появление вибраций при работе турбины.

Тепловая изоляция корпуса турбины и присоединенных к нему паропроводов имеет своим назначением не только максимально снизить потери тепла излучением, но и предохранить горячие детали турбины от неравномерного охлаждения и появления перекосов.

К материалу и конструкции тепловой изоляции турбины предъявляют следующие основные требования:

1. Теплоизоляционный материал должен обладать низким коэффициентом теплопроводности, выдерживать, не разрушаясь и не теряя изолирующих свойств, высокую рабочую температуру и быть абсолютно безопасным в пожарном отношении.

2. Конструкция изоляционной обшивки должна быть такова, чтобы допускать удобную разборку турбины без повреждения изоляции; в частности, в таких местах, как фланцы в плоскостях разреза корпуса турбины и присоединенных к нему паропроводов, изоляция должна быть легко съемной.

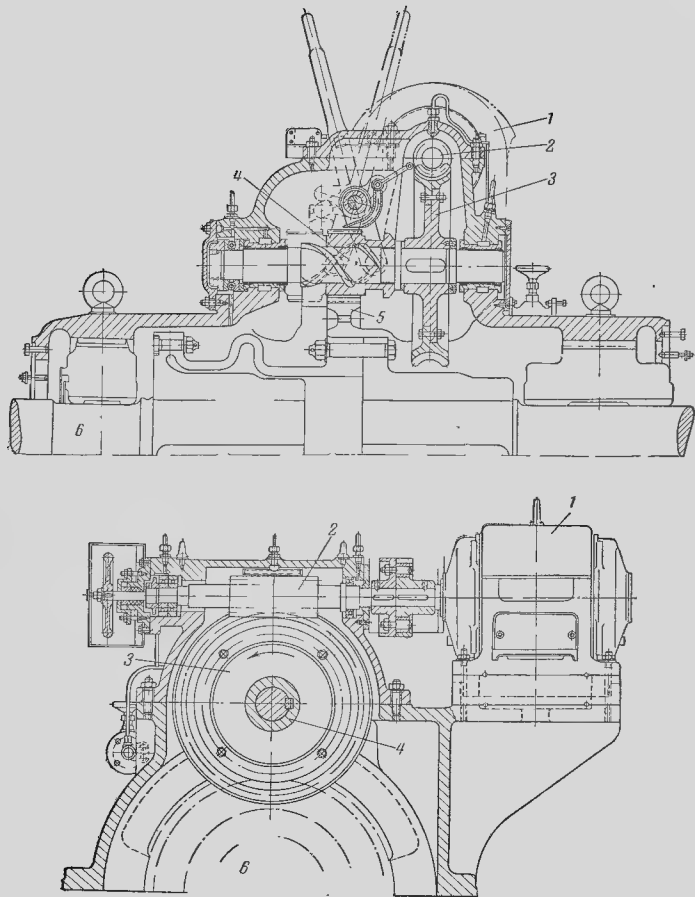


Рис. 3-80. Валоповоротное устройство турбины ВК-100 2 ЛМЗ.
1 — электродвигатель; 2 и 4 — червяки; 3 и 5 — шестерни; 6 — вал турбины

Тепловая изоляция турбины обычно выполняется в виде обмазки, скорлуп (формованных изделий) или матрасов из изоляционного материала, удерживаемых на корпусе при помощи бандажей из тонкой полосовой стали. Поверх изоляционного материала надевается кожух из полированной или вороненой листовой

стали, причем между кожухом и изоляционным материалом оставляется воздушная прослойка, имеющая значение для улучшения изоляции турбины (неподвижный воздух — очень плохой проводник тепла). Обшивка (кожух) должна придавать машине красивый внешний вид.

Часть физического давления конденсационной турбины, имеющая невысокую температуру, не изолируется, а только шпаклюется и окрашивается.

Наиболее употребительным теплоизоляционным материалом для турбин являются асбестовые композиции, реже применяется шлаковая и стеклянная вата.

Изоляционные матрасы изготавливаются из асбестового полотна и заполняются для температур до 350—400°С асбестом, а для более высоких температур — менее теплопроводными и более стойкими материалами — ньювелем (композиция из асбеста и магнезии) или совелитом (композиция из асбеста и доломита).

Шлаковая и стеклянная вата для изоляции турбин применяется редко, так как она сильно утрясается при вибрациях, а это может повести к обнажению горячих поверхностей.

При особо высоких температурах свежего пара иногда применяется двойная изоляционная конструкция. В этом случае первый слой теплоизоляционного материала накладывают непосредственно на корпус турбины, затем оставляют воздушную прослойку и поверх нее монтируют на каркасе второй слой изоляционного материала.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные детали статора турбины
2. Почему лапы корпуса турбины нельзя наглухо притягивать болтами к фундаментной плите?
3. Почему нельзя применить обычные сальники с мягкой набивкой для уплотнения мест прохода вала турбины через корпус и диафрагмы?
4. Что происходит с паром при его протекании через лабиринтовое уплотнение?
5. Почему к водяному уплотнению необходимо подводить пар при пуске и останове турбины?
6. Что случится, если в нижней части вкладыша опорного подшипника турбины сделать канавки для масла?
7. Для какой цели служат подушки вкладыша опорного подшипника турбин ЛМЗ?
8. Почему слой баббитовой заливки сегментов опорного подшипника делается очень тонким?
9. Для какой цели служат паротightные кольца концевых уплотнений?
10. Что называется амплитудой колебаний?
11. В каком случае наступает резонанс колебаний?
12. В чем заключается разница между гибкими и жесткими валами паровых турбин?
13. Почему диски насаживают на вал в горячем состоянии?
14. В чем заключается сущность статического уравновешивания (балансировки)?
15. Может ли ротор, собранный из дисков, каждый из которых предварительно статически сбалансирован, оказаться динамически неуравновешенным?
16. Каково назначение имеет лопаточный бандаж?
17. Какие преимущества и недостатки имеет подвижная соединительная муфта по сравнению с жесткой муфтой?

18. Для какой цели служит валоповоротный механизм турбины?

19. Для чего нужна тепловая изоляция турбины?

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН

Регулирование чисто конденсационной турбины имеет своей целью и непрерывно поддерживать равенство между нагрузкой генератора и развиваемой турбиной мощностью при минимальном колебании числа оборотов.

Регулирующий механизм такой турбины состоит из:

- 1) центробежного (скоростного) регулятора;
- 2) парораспределительных устройств;
- 3) передачи от регулятора к парораспределительным устройствам;
- 4) предохранительного выключателя и его передачи к стопорному клапану.

У теплофикационных турбин регулирующей механизм осложняется устройствами для регулирования давления отбираемого пара или противодавления¹.

Прежде чем приступить к изучению способов регулирования турбин, познакомимся с некоторыми деталями регулирующего механизма и их назначением, что облегчит понимание схем, с которыми мы будем иметь дело ниже.

Центробежный регулятор

Центробежный регулятор (регулятор скорости) есть аппарат, расположение некоторых частей которого меняется под действием центробежной силы при изменении числа оборотов двигателя, чем вызывается необходимая перестановка парораспределительных устройств.

Схема устройства центробежного регулятора показана на рис. 3-81. Вращающийся вал 1 паровой турбины посредством червячной передачи (а в более новых конструкциях — посредством шестерен) приводит во вращение вертикальный валик 2 регулятора. Грузы 3, шарнирно соединенные с валиком посредством рычагов и стянутые пружиной, вращаются вместе с валиком, описывая окружность, диаметр которой зависит от числа оборотов. При увеличении скорости вращения (числа оборотов) диаметр этой окружности возрастает, так как под действием центробежной силы грузы стремятся удалиться от центра вращения. Для каждого определенного числа оборотов существует определенное положение грузов, при

¹ Подробнее о регулировании теплофикационных турбин см. гл. 6.

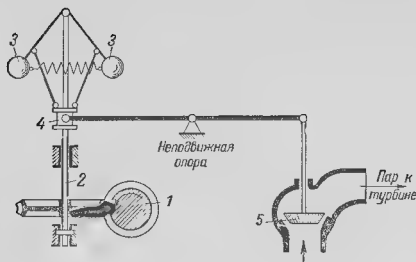


Рис. 3-81. Схема действия центробежного регулятора.

котором действие центробежной силы уравновешивается натяжением пружины и влиянием веса грузов.

Грузы 3 шарнирно связаны с муфтой 4 посредством рычагов и, расходясь, поднимают муфту, а сходясь, опускают ее. Перемещение муфты вызывает соответствующее перемещение клапана 5, регулирующего поступление пара в турбину. При перемещении муфты вверх клапан прикрывается и пропуск пара в турбину уменьшается, при перемещении муфты вниз клапан открывается и пропуск пара увеличивается.

Каждой нагрузке турбины соответствует определенный пропуск пара, т. е. определенное положение паровпускного клапана и муфты регулятора, а следовательно, — определенное число оборотов, при котором только и возможно это положение. Наименьшее число оборотов и наибольшее открытие клапана будут иметь место при максимальной нагрузке турбины, а наибольшее число оборотов — при холостом ходе турбины. Отсюда следует, что центробежный регулятор не может держать строго неизменным число оборотов турбины при изменяющейся нагрузке, а только ограничивает колебания числа оборотов в определенных пределах.

Если обозначить через n_1 число оборотов турбины на холостом ходу и через n_2 число оборотов при максимальной нагрузке, то среднее число оборотов будет равно:

$$n_{\text{ср}} = \frac{n_1 + n_2}{2}.$$

Разность между наибольшим и наименьшим числами оборотов, выраженная в процентах от среднего числа оборотов, называется степенью неравномерности регу-

лирования и обозначается греческой буквой δ (дельта):

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_{\text{ср}}} \cdot 100\%.$$

Величина степени неравномерности зависит от конструкции и качества выполнения регулирующего механизма; в современных турбинах она составляет обычно 3—5%. Таким образом, при $\delta=5\%$ и нормальном числе оборотов $n_{\text{ср}}=3000$ об/мин регулирующий механизм будет иметь колебания числа оборотов в пределах от $n_1=3075$ об/мин до $n_2=2925$ об/мин.

Согласно Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей, степень неравномерности регулирования должна быть $4 \pm 1\%$.

Одна из конструкций регулятора показана на рис. 3-82. Регуляторный валик 5 приводится во вращение шестерней 1, сцепленной с червяком, сидящим на конце главного вала. При увеличении числа оборотов вала колодки (грузы) 2 регулятора стремятся разойтись, преодолевая натяжение пружин 3, и тем меняют положение муфты 4 на валике 5. При уменьшении числа оборотов турбины явление протекает в обратном порядке. Муфта 4 связана с парораспределительными органами передаточным механизмом, на рис. 3-82 не показанным и каждое ее положение соответствует определенному состоянию последних. Валик описанного регулятора расположен горизонтально (см. рис. 3-96); в паровых турбинах иногда применяют также регуляторы с вертикальным расположением валика (см., например, рис. 3-86 и 4-8).

Очевидно, что при изменении нагрузки турбины регулятор ее начинает изменять свое положение не сразу, а тогда, когда изменение числа оборотов окажется

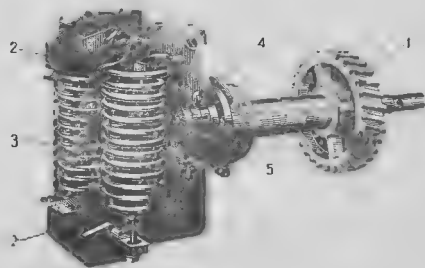


Рис. 3-82. Центробежный регулятор горизонтального типа турбин ЛМЗ.

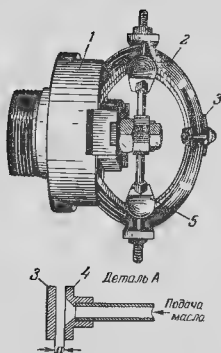


Рис. 3-83. Центробежный регулятор системы МЭИ

достаточным, чтобы преодолеть трение в механизме регулятора. Только после того, как это трение преодолено, фактически начинается регулирование числа оборотов турбины.

Если обозначить первоначально установившееся число оборотов через n , а число оборотов, при котором муфта начнет двигаться вниз, через n' , то отношение

$$2 \frac{n-n'}{n} \cdot 100\% = \epsilon$$

будет определять степень нечувствительности регулятора, которая не должна превышать $\sim 0,5\%$. Чем лучше конструкция, изготовление и состояние регулятора, тем ближе значение ϵ к нулю. Однако степень нечувствительности самого лучшего по конструкции регулятора может резко ухудшиться из-за плохой эксплуатации (ржавление трущихся деталей регулятора, недостаток или отсутствие смазки в шарнирных соединениях, разработка их и т. п.).

Представленный на рис. 3-82 регулятор, как и другие регуляторы подобного типа, является тихоходным и обладает большим числом трущихся частей, что сильно снижает его чувствительность. Московским энергетическим институтом (МЭИ) и Ленинградским металлургическим заводом (ЛМЗ) созданы оригинальные конструкции высокооборотных высокочувствительных центробежных регуляторов для паровых турбин. Регулятор МЭИ представлен на рис. 3-83; он состоит в основном из закрепленного на конце вала 1 кольца 2, выполненного из десяти витков плоской пружины и несущего два груза 5. При вращении ва-

ла грузы 5 расходятся, растягивая пружинное кольцо 2; при этом деталь 3 (так называемый «отбойный диск»), закрепленная на кольце 2, перемещается вдоль геометрической оси вала подобно муфте обычного регулятора. Перемещение детали 3 вызывает изменение ширины сливной щели a (см. деталь А), что приводит к изменению давления масла в системе регулирования и через средство усилителей — к перестановке клапанов, управляющих впускном паром в турбину¹.

Регулятор турбины, соединенной с электрическим генератором, должен обладать особой чувствительностью, так как изменение числа оборотов генератора вызывает колебания напряжения и частоты электрического тока в присоединенной сети.

Регулятор будет тем чувствительнее, чем меньше его перестановочная сила, складывающаяся из силы собственного трения регулятора и силы сопротивления движению приводимых им деталей; поэтому регуляторы турбин почти никогда не соединены непосредственно с парораспределительными органами, а воздействуют на них косвенным образом через вспомогательный механизм, называемый сервомотором. Для уменьшения потерь на трение все движущиеся части регулятора пригоняют с большой точностью и помещают его в закрытый кожух, где он работает с обильной смазкой.

Регулятор всегда снабжают приспособлением, дающим возможность от руки несколько изменить по желанию в ту или иную сторону число оборотов турбогенератора, что бывает необходимо при включении последнего на параллельную работу² и при распределении нагрузки между несколькими турбогенераторами. Устройство таких приспособлений, называемых синхронизаторами, рассмотрено ниже.

Масляный сервомотор

Для совершения работы перемещения парораспределительных органов пользуются энергией масла циркулирующего под давлением от 1,5 до 12 атм в масляной системе тур-

¹ За разработку и внедрение этого регулятора удостоены государственной премии члены корреспонденции АН СССР проф. А. В. Щегляев, доц. С. Г. Смельянский и инж. Ермаков.

² В момент включения на параллельную работу частота включаемого генератора должна совпадать с частотой уже работающего; для этого числа оборотов их должны быть в строго определенной зависимости (при равном числе полюсов у генераторов числа оборотов должны быть одинаковы); подробнее этот вопрос рассмотрен в гл. 7.

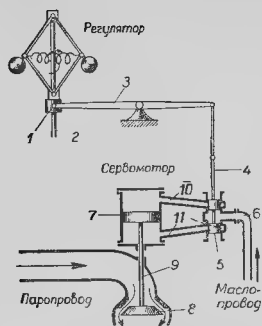


Рис. 3-84. Схема простейшего соединения регулятора с сервомотором.

богенератора, используя эту энергию посредством вспомогательного двигателя — сервомотора. Схема простейшего соединения регулятора с сервомотором показана на рис. 3-84. Муфта 1 регулятора при изменении числа оборотов турбины поднимается или опускается по валику 2 и посредством рычага 3 и штока 4 перемещает не сам клапан, как на рис. 3-81, а цилиндрический золотник 5.

Допустим, что число оборотов турбины начинает увеличиваться из-за уменьшения нагрузки; муфта 1 поднимется и опустит вниз золотник 5, который откроет каналы 10 и 11; поступающее под давлением из канала 6 масло пойдет по нижнему каналу 11 под поршень 7 сервомотора, а по верхнему каналу 10 масло будет уходить из верхней полости сервомотора на слив. Поршень 7 будет подниматься, и вместе с этим будет закрываться клапан 8, управляющий впуском пара в турбину.

Из этой схемы, очевидно, что, увеличивая площадь поршня 7, мы можем получить от сервомотора любую необходимую нам мощность, не нагружая регулятор, роль которого сводится к незначительной работе передвижения золотника 5, причем давление масла на золотник вполне уравновешено, так как оно одновременно действует на оба поршенька золотника в разные стороны.

Описанная схема простейшего соединения, однако практически непригодна. Причины этого следующие: продолжая начатое рассуждение мы увидим, что в какой-то момент времени клапан закроется как раз настолько, что мощность турбины станет равна нагрузке генератора, но золотник при этом не будет на-

ходиться в среднем положении и масло будет продолжать поднимать поршень сервомотора и закрывать клапан. Мощность турбины окажется уже недостаточной, и число оборотов станет падать; тогда муфта регулятора под действием сходящихся грузов опустится вниз, что вызовет перемещение золотника вверх, подачу масла под давлением в верхнюю полость сервомотора и открытие клапана. При этом произойдет увеличение пропуска пара, но больше, чем нужно, число оборотов станет вновь возрастать и процесс изменения пропуска пара и колебания числа оборотов будет повторяться, причем с увеличением амплитуды колебаний.

Чтобы устранить эти колебания, нужно выполнить рычажную систему по рис. 3-85. В ней точка В качания рычага 3 сделана подвижной и соединена тягой А (так называемой «обратной связью») с контрштоком сервомотора. При перемещении муфты регулятора вверх рычаг 3 поворачивается вокруг точки В, опускает золотник книзу, и это приводит к подъему поршня сервомотора вверх, как и в схеме рис. 3-84. Однако здесь одновременно с подъемом поршня сервомотора будет подниматься кверху тяга обратной связи А; она воздействует на рычаг 3 и заставляет его повернуться вокруг точки С, что приводит к возвращению золотника в среднее положение и прекращению подачи масла в сервомотор. Если равновесие между нагрузкой и движущей силой еще не установилось, муфта регулятора будет продолжать подниматься и процесс будет повторяться до тех пор, пока муфта не остановится, что произойдет при равенстве мощности и нагрузки.

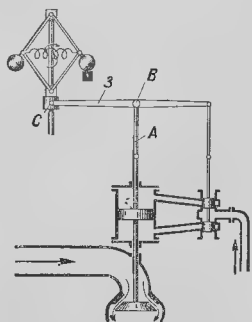


Рис. 3-85. Схема рационального соединения регулятора с сервомотором

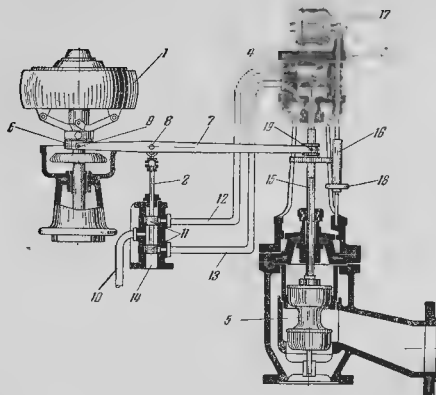


Рис. 3-86. Регулирующий механизм дроссельного типа. 1—центробежный регулятор; 2—золотниковый шток; 3—цилиндр сервомотора; 4—поршень сервомотора; 5—двухстворчатый дроссельный клапан; 6—муфта регулятора; 7—соединительный рычаг; 8, 9, и 10—оси вращения рычага; 10—трубопровод, подводящий масло; 11—золотник сервомотора; 12 и 13—соединительные масляные трубопроводы; 14—выпускное отверстие для масла, вытесненного из нижней части цилиндра сервомотора (выпускное отверстие для масла, уходящего из верхней части цилиндра, в разрез не показано); 15—шток, соединяющий дроссельный клапан с поршнем сервомотора; 16—шестерня; 17—электродвигатель для изменения числа оборотов со щита; 18—маховичок для изменения числа оборотов от руки.

Основное на этом принципе регулирующее устройство турбины, отличающееся от схемы рис. 3-85 только расположением деталей, показано в разрезе на рис. 3-86; эта конструкция типична для многих турбин средней мощности. Изображенный на рис. 3-86 механизм имеет приспособление (синхронизатор),

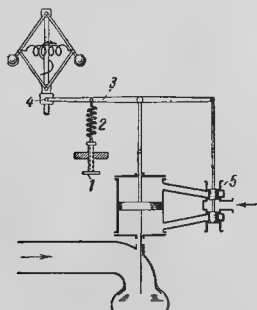


Рис. 3-87. Схема изменения числа оборотов посредством изменения натяга пружины.

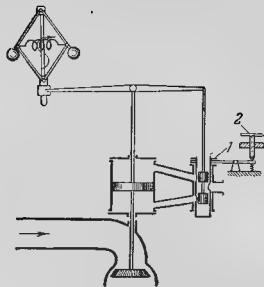


Рис. 3-88. Схема изменения числа оборотов перестановкой втулки золотника.

дающее возможность менять от руки число оборотов на $\pm 5\%$; устроено это приспособление следующим образом.

Муфта 19 соединена с зубчатым колесом и сидит на винтовой резьбе, нарезанной на штоке 15 клапана 5; вращением второго зубчатого колеса 16 посредством маховичка 18 или электромотора 17 (если управление происходит со щита) муфту 19 можно передвинуть вверх или вниз, что вызовет вращение рычага 7 вокруг оси 9, изменит положение золотника 11 и, следовательно, приведет к некоторому перемещению дроссельного клапана.

Различными заводами применяются и другие схемы устройств приспособлений для изменения числа оборотов. В схеме, показанной на рис. 3-87, вращением ручного маховичка 1 можно изменять натяжение пружины 2, присоединенной к рычагу 3, и этим влиять на положение муфты 4, а следовательно, и на пропуск пара в турбину.

В схеме рис. 3-88 золотник сервомотора имеет подвижную вставную втулку 1 с отверстиями, расположенными против масляных каналов; поднимая или опуская эту втулку при помощи маховичка 2, можно влиять на поступление масла в цилиндр сервомотора. Передвинув, например, втулку в положение, показанное пунктиром, мы откроем доступ масла под поршень сервомотора и слив его из верхней полости, вследствие чего прикроется дроссельный клапан; одновременно золотник станет в новое среднее положение.

Способы регулирования и парораспределительные приспособления

Задача регулирования, как мы уже говорили, состоит в том, чтобы развиваемая турбиной мощность и нагрузка всегда уравни-

шивали друг друга, для чего при изменении величины нагрузки должна соответственно изменяться и развиваемая мощность.

Выше (стр. 38) мы видели, что мощность турбины

$$N_e = \eta_{0e} \frac{D(i_0 - i_1)}{860} \text{ кВт.}$$

Из этой формулы следует, что регулировать мощность можно:

1) изменением D , т. е. количества подаваемого пара (количественное регулирование);

2) изменением $i_0 - i_1$, т. е. работоспособности подаваемого пара (качественное регулирование);

3) одновременным изменением количества и работоспособности пара (смешанное регулирование).

Во всех случаях будет в небольших пределах изменяться и η_{0e} .

Количественное регулирование заключается в том, что количество протекающего в единицу времени пара меняется в соответствии с нагрузкой, но давление его перед соплами остается неизменным. Достигнуть этого можно только плавным изменением пропускного сечения сопел первой ступени. Количественное регулирование в чистом виде не применяют, так как механизм его получился бы очень сложным.

При чисто **качественном** регулировании пропуск пара через турбину должен оставаться неизменным, а мощность должна меняться за счет изменения начальных параметров (давления) пара. Такой способ регулирования в чистом виде в стационарных установках не применяется, так как в условиях относительно небольших изменений нагрузки он не экономичен и вызвал бы большие трудности при осуществлении на электростанции.

В практике находит применение только **смешанное** регулирование, при котором изменение мощности достигается за счет одновременного изменения как пропуска пар, так и располагаемого теплопотока всего подвода пара (дроссельное парораспре-

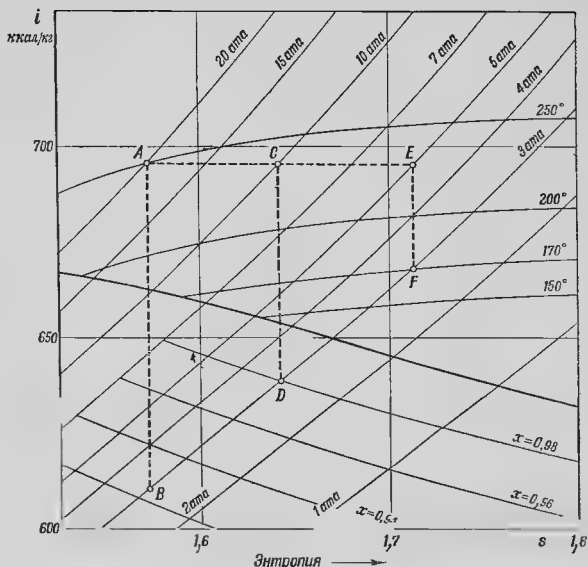


Рис. 3-89. Изменение располагаемого теплоперепада при дросселировании пара.

деление) или какой-то его части (сопловое парораспределение).

Дроссельное парораспределение заключается в том, что при уменьшении нагрузки паровпускной (дроссельный) клапан под действием регулятора прикрывается и дросселирует свежий пар, давление которого за клапаном понижается. Изображенный на рис. 3-86 механизм является устройством именно такого рода.

Одновременно с дросселированием пара дроссельный клапан изменяет и количество пара, поступающего в турбину.

Дросселированием или торможением пара называется такое снижение его давления, в результате которого тепло-содержание пара не меняется. Тепло-содержание дросселированного пара после расширения в соплах будет выше, чем тепло-содержание недросселированного пара, расширившегося в тех же соплах до того же конечного давления; за счет этого и уменьшается теплопадение, т. е. работоспособность дросселированного пара.

Этот процесс наглядно изображается на

Is-диаграмме, по которой легко уяснить себе его сущность (рис. 3-89).

Допустим, что перегретый пар с давлением 20 ата и температурой 250°С адиабатически расширяется до давления 3 ата. При этом располагаемый перепад тепла выразится пунктирным отрезком АВ (стр. 32) и будет равен округленно 85 ккал/кг.

При дросселировании пара его теплосодержание, как мы уже говорили остается равным начальному. Следовательно, состояние пара после дросселирования можно определить по диаграмме, проведя горизонтальную линию из точки, характеризующей начальное состояние пара, до изобары, соответствующей давлению пара после дросселирования (пунктирная линия АСЕ на рис. 3-89).

Допустим, что мы сдросселировали пар до 10 ата (точка С). Тогда располагаемый перепад тепла при расширении пара до того же конечного давления 3 ата выразится отрезком CD и будет равен уже 56 ккал/кг, т. е. на 85—56=29 ккал/кг меньше. При дросселировании пара до 5 ата (точка Е) мы подобным же путем получим, что располагаемый перепад снизится до 26 ккал/кг.

При полном открытии дроссельного клапана турбина развивает свою номинальную мощность. На случай снижения начальных параметров пара или ухудшения вакуума иногда устанавливают один или несколько добавочных клапанов для выпуска пара в дополнительные группы сопел первой ступени.

Перед дроссельным клапаном и за ним устанавливают манометры, по показаниям которых можно судить о положении клапана; при полном его открытии показания манометров почти совпадают, так как дросселирование пара очень незначительно. При неполной нагрузке дроссельный клапан частично прикрыт, и показания манометра, включенного за клапаном, будет значительно меньше, чем включенного перед ним, из-за большой потери давления в клапане. По показаниям этих манометров можно довольно точно определить расход пара и нагрузку турбины.

Достоинством дроссельного парораспределения является простота конструкции, недостатком — плохая экономичность при неполных нагрузках турбины, так как дросселируется весь пар, поступающий в турбину, а дросселирование пара неизбежно связано со снижением его работоспособности.

Кроме того, мы знаем, что наибольший к. п. д. турбины получается, если между скоростью лопаток и скоростью истечения пара из сопел имеется определенное соотношение (стр. 42); скорость лопаток при работе турби-

ны остается практически неизменной, но скорость истечения пара при изменении расхода его изменяется (это относится главным образом к последним ступеням турбины). Следовательно, турбина будет иметь наименьший расход пара на единицу мощности (удельный расход) только при одной определенной величине нагрузки (при полной нагрузке), а при уменьшении ее удельный расход пара будет повышаться¹.

Сопловое парораспределение, получившее в современных турбинах наибольшее распространение, выполняется так: сопла первой ступени разбивают на несколько групп, к каждой из которых доступ пара открывается отдельным клапаном, связанным с регулятором. Клапаны открываются последовательно друг за другом; следующий клапан начинает открываться лишь после почти полного открытия предыдущего. Таким образом, при любой нагрузке турбины дросселирование пара может происходить лишь в одном клапане, другие же будут полностью закрыты или открыты, т. е. дросселировать пар не будут.

Допустим, что турбина мощностью 5 000 квт имеет четыре группы сопел; тогда регулирование в пределах нагрузки от 0 до примерно 1 000 квт будет производиться дросселированием пара клапаном, управляющим выпуском пара в первую группу сопел. Когда нагрузка достигнет 1 000 квт, клапан этот будет открыт полностью; при дальнейшем увеличении нагрузки постепенно начнет открываться клапан, управляющий второй группой сопел; при нагрузке примерно 2 500 квт клапан второй группы будет открыт полностью, и начнет вступать в действие третья группа сопел и т. д.

Пример конструктивного выполнения соплового парораспределения показан на рис. 3-90. Регулятор скорости турбины связан с сервомотором 1, который соединен штоком 2, рычагом 3 и двумя штоками 4 с траверсой 5. Перемещение поршня сервомотора 1 вверх или вниз вызывает соответствующие перемещения траверсы 5 в вертикальной плоскости.

В траверсе 5 имеется четыре отверстия, через которые свободно с небольшим зазором входят хвостовики четырех парораспределительных клапанов, имеющие разную длину. В данном конкретном случае хвостовик клапана 6 имеет свободный конец 24,6 мм между траверсой и гайкой, сидящей на его конце,

¹ При половинной нагрузке удельный расход пара повышается обычно на 15—17% по сравнению с удельным расходом при полной нагрузке. При работе на холостом ходу весь расход пара равен примерно 5—10% всего расхода при полной нагрузке.

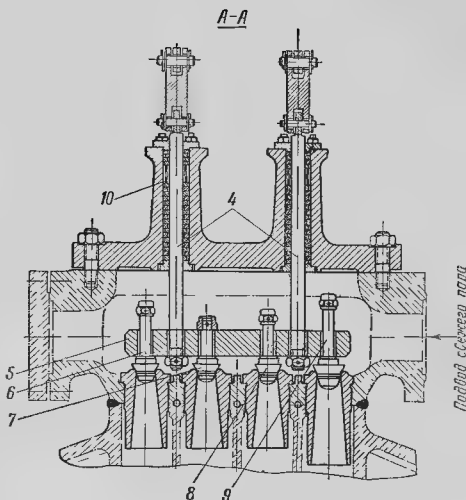
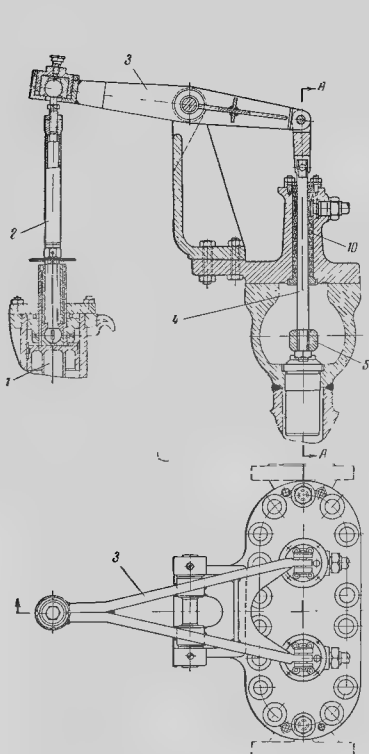


Рис. 3-90. Парораспределительный механизм небольшой турбины с с ым парораспреде Калужского турбинного завода.

1 — сервомотор; 2 — шток; 3 — качающийся рычаг; 4 — штоки перемещения траверсы; 5 — траверса; 6, 7, 8 и 9 — паропускные клапаны; 10 — лабиринтовое уплотнение.

траверсу 5, проходят через лабиринтовые уплотнения 10 в крышке клапанной коробки.

Таким образом, в этой конструкции парораспределительного механизма нет пружин и зубчатых передач, что делает ее вполне надежной в работе.

В другой распространенной конструкции соплового парораспределительного механизма управление клапанами осуществляется посредством валька с кулачками различного профиля, открывающими клапаны в нужной последовательности. Примеры таких конструкций приведены на рис. 4-2, 4-5 и др.

Обводное парораспределение. У современных крупных турбин регулирование в некоторых случаях бывает рассчитано так, что на экономической нагрузке¹ полностью открыты все групповые клапаны или дросельный клапан, а каких-либо перегрузочных со-

клапан 7 — только 1 мм, клапан 8 — 11,3 мм и клапан 9, самый длинный, — 39,5 мм. Находясь в крайнем нижнем положении траверса 5 прижимает головки всех четырех клапанов к их седлам, закрывая доступ свежего пара в проточную часть турбины. При перемещении траверсы 5 вверх под действием импульсов, полученных от регулятора скорости, траверса последовательно тянет за собой клапаны, начиная с клапана 7, имеющего самый короткий хвостовик, и устанавливает доступ пара в турбину, соответствующий ее нагрузке.

Число парораспределительных клапанов может достигать 10 (например, у турбины КТЗ типа ПТ-12). Штоки 4, перемещающие

¹ Экономической нагрузкой называется нагрузка, при которой к. п. д. турбины достигает наибольшего значения. Подробнее об этом см. гл. 8.

пел в первой ступени нет. В таких случаях для целей перегрузки применяют обводное парораспределение, заключающееся в добавочном впуске свежего пара непосредственно в одну из промежуточных ступеней части в. д. через специальный обводной (байпасный) канал.

Для управления впуском пара служит обводной (байпасный) клапан, при открытии которого давление в перегрузочной и последующих ступенях и их пропускная способность увеличиваются; следовательно, турбина развивает повышенную мощность. Чем дальше от первой ступени находится перегрузочная ступень, тем больше ее пропускная способность, т. е. тем больше можно перегрузить турбину. Поэтому иногда устраивают две или три перегрузочные ступени и соответственно два или три обводных клапана, открывающихся в зависимости от требуемой перегрузки турбины (рис. 3-91). Пример конструкции перегрузочных обводных клапанов приведен на рис. 4-20. В этом случае клапаны висят на коромысле, эксцентрично подвешенном и нагруженном пружинной так, что сначала открывается до конца правый клапан, а затем начинает открываться левый.

По мере открытия обводного клапана давление в соответствующей перегрузочной ступени постепенно повышается; вследствие этого перепад давления, а следовательно, и тепловой перепад в первых (обводимых) ступенях уменьшается. При полном открытии обводного клапана первые ступени могут быть разгружены настолько, что будут работать вхолостую, несмотря на небольшой пропуск пара через них. Для хорошей вентиляции первых ступеней (отвода тепла, развивающегося от трения дисков о пар) необходимо, чтобы перепад давлений между первой ступенью и перегрузочной камерой был не меньше 1—1,5 ат.

Рассмотренную схему парораспределения принято называть схемой с внешним обводом пара.

В некоторых случаях применяют внутренний обвод пара (рис. 3-92), при котором пар, прошедший через ступени высо-

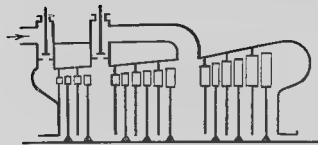


Рис. 3-92. Схема обводного парораспределения с одним внутренним обводом пара.

кого давления, может через открытый байпасный клапан топаться в ступени низкого давления, минуя ступени среднего давления. Такое парораспределение часто применяется для судовых турбин, работающих с резкими изменениями нагрузки и числа оборотов.

Передача от регулятора к парораспределительным устройствам. Во всех рассмотренных нами схемах передача импульсов от регулятора к сервомотору и взаимная связь между различными органами регулирующего механизма осуществлялись посредством рычагов и тяг.

Рычажная передача является самой простой и до сего времени наиболее распространенной системой, но она не свободна от некоторых недостатков. В частности шарниры передачи с течением времени разрабатываются, иногда заедают, инерция рычагов уменьшает чувствительность регулирования и т. д. Поэтому некоторыми турбостроительными заводами применяются гидравлическая передача, в которой взаимная связь между органами регулирования осуществляется маслом под давлением, циркулирующим в системе регулирования. С устройством гидравлической передачи мы познакомимся ниже.

Предохранительный выключатель

Некоторые вращающиеся детали турбин при нормальном числе оборотов работают с напряжениями, близкими к предельным допустимым; значительное повышение числа оборотов сверх нормального может вызвать поломку лопаток или даже разрыв дисков с последующим разрушением всей турбины. На случай неисправности и неудовлетворительной работы главного регулятора турбину всегда снабжают так называемым предохранительным выключателем, назначение которого мгновенно закрыть доступ пара в турбину, как только число ее оборотов превысит заданную предельную величину (обычно 10% сверх нормального числа оборотов).

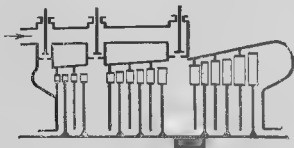


Рис. 3-91. Схема обводного парораспределения с двумя перегрузочными ступенями (внешний обвод).

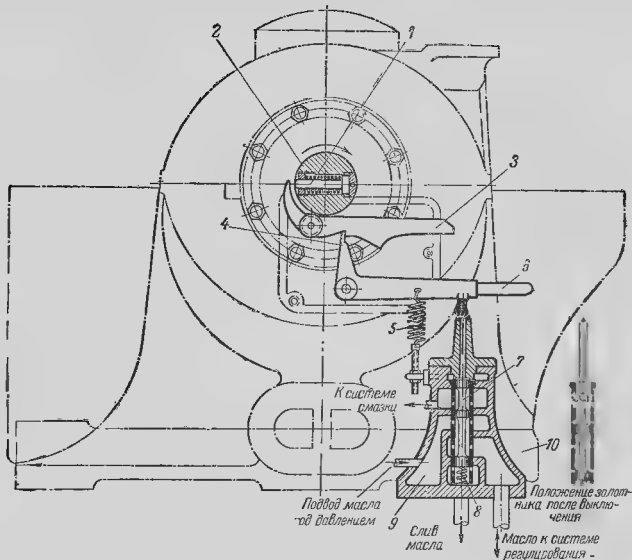


Рис. 3-93. Предохранительный выключатель с системой передаточных рычагов турбин ЛМЗ старого типа.

Предохранительный выключатель часто называют также регулятором безопасности, автоматом безопасности или предельным регулятором.

Одна из типичных конструкций предохранительного выключателя показана на рис. 3-93 и 3-94. В отверстии, просверленном в передней части вала перпендикулярно оси его, сидит палец 1, центр тяжести которого не совпадает с центром вращения. Под влиянием центробежной силы во время вращения вала палец стремится высунуться из отверстия наружу, но пружина 2 удерживает его на месте. При увеличении числа оборотов примерно на 10% против нормального центробежная сила становится больше сопротивления пружины, и палец высовывается, при этом головка его ударяет по концу рычага 3, отбрасывая его, освобождая собачку 4; сильная пружина 5 тянет рычаг 6 вниз, причем имеющийся на нем выступ ударяет по штоку золотника 7 и опускает золотник, сжимая пружину 8.

При нормальном положении золотника 7 все масло идет в систему регулирования через камеры 9 и 10, проходя из одной в другую че-

рез окна золотниковой втулки. При крайнем нижнем положении золотника 7, показанном на рис. 3-93 справа, сообщение между камерами 9 и 10 прерывается и масло получает возможность выхода из камеры 10 в сливную трубу, вследствие чего давление в системе регулирования резко падает и стопорный клапан мгновенно закрывается, прекращая впуск пара в турбину.

Гайка 11 (рис. 3-94) служит для регулирования натяжения пружины 2. Стержень 12, конец которого выступает из корпуса перед-

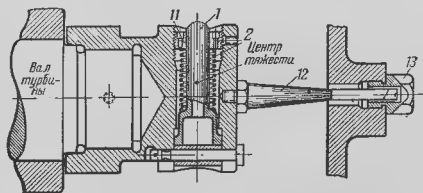


Рис. 3-94. Предохранительный выключатель турбин ЛМЗ.

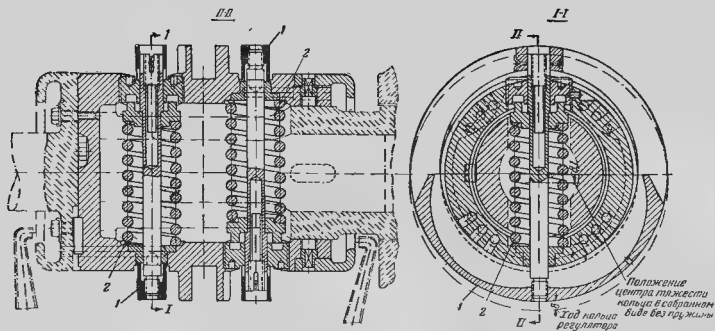


Рис. 395. Сдвоенный предохранительный выключатель

эцес го типа турбин ХТГЗ им. Кирова.

него подшипника и защищен колпачком 13, предназначен для проверки числа оборотов вала ручным тахометром и для контроля за сдвигом ротора в осевом направлении.

В случае надобности можно быстро остановить турбину вручную; для этого нужно лишь приподнять вверх правый конец рычага 3 (рис. 3-93), что вызовет освобождение рычага 4 и срабатывание всей системы выключения.

В другой, тоже очень распространенной конструкции, предохранительный выключатель имеет вместо пальца эксцентричное кольцо, удерживаемое в определенном положении пружиной; при повышении числа оборотов кольцо смещается в сторону и отжимает выключательный рычаг.

На рис. 3-95 показан сдвоенный предохранительный выключатель кольцевого типа изготовления ХТГЗ для турбин, работающих с числом оборотов 3000 об/мин. Каждый выключатель состоит в основном из кольца 1, имеющего смещенный с оси вращения центр тяжести, и пружины 2. Пока число оборотов вала турбины меньше 3300 об/мин, кольцо удерживается силой пружины 2 в таком положении, что его внешняя окружность оказывается концентричной с окружностью вала. При числе оборотов около 3300 об/мин центробежная сила кольца преодолевает силу пружины и кольцо смещается на 8 мм в направлении утяжеленной стороны; при этом кольцо воздействует на рычаги передачи к автоматическим затворам, обеспечивающим закрытие стопорного и регулирующих клапанов (стр. 160, рис. 4-29).

Схема непосредственного рычажного соединения механизма предохранительного вы-

ключателя со стопорным клапаном применяется только на самых малых турбинах.

Согласно Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей предохранительный выключатель следует проверять после каждого ремонта турбины, связанного с разборкой системы регулирования и защиты, после стоянки, превышающей 1 мес. и через каждые 4 мес. работы турбины.

Проверку производят повышением числа оборотов турбины (на холостом ходу) примерно на 10%, для чего слегка оттягивают вручную золотник сервомотора так, чтобы была осуществлена подача масла к сервомотору, обеспечивающая постепенное открытие регулирующего клапана и соответствующее увеличение числа оборотов турбины до нужного значения.

У современных турбин имеются устройства, позволяющие опробовать предохранительный выключатель без повышения числа оборотов турбины; ХТГЗ осуществляет это путем подвода масла в выемку кольца 1 (рис. 3-95), ЛМЗ в своих новых турбинах — путем подвода масла под давлением в полость бойка (рис. 4-33). В таких случаях опробование через каждые 4 мес. и после длительной стоянки турбины производится при помощи этого устройства, но после ремонта системы регулирования проверку предохранительного выключателя следует производить повышением числа оборотов.

От предохранительного выключателя требуется не только полная надежность, но и быстрая действия. Нужно иметь в виду, что пар, продолжающий поступать в турбину после сброса нагрузки, может за 1 сек дать дополнительное повышение числа оборотов до 10%;

таким образом, даже при своевременном начале работы предохранительного выключателя, который сработает при повышении числа оборотов на 10%, может оказаться, что общее повышение числа оборотов достигнет 15-20% от нормального. Время работы хорошо действующего предохранительного выключателя не должно превышать 0,2-0,3 сек. При периодических проверках работы выключателя следует отмечать предельное повышение числа оборотов турбины и проверять, действительно ли достигнуто полное прекращение доступа пара в турбину.

Повышение числа оборотов при проверке необходимо производить осторожно и равномерно, так как только при этом условии выключатель может правильно сработать и проверка не будет сопряжена с опасностью аварии турбины.

Обратное включение предохранительного выключателя после проверки должно производиться на таком числе оборотов, чтобы не было опасности его вторичного выбивания, которое не только вызовет ненужное изнашивание деталей, но может повлечь и разверку установки, т. е. аннулирует значение произведенного испытания.

Гидродинамическое регулирование

Регулирующее устройство механического типа (рис. 3-86, 3-90 и 3-96) является сложной системой, содержащей ряд подвижных эле-

ментов, подверженных изнашиванию (центробежный регулятор, зубчатый масляный насос, рычажная передача и т. д.) и нередко вызывающих аварийные простои турбины. В частности, червячная передача от вала турбины к регулятору часто является слабым местом и требует регулярной смены.

Естественно, что конструкторская мысль направлена на разработку более простой и надежной системы регулирования паровых турбин. Как уже отмечалось, в СССР созданы быстроходные высокочувствительные регуляторы, не требующие червячной передачи к ним. С другой стороны, ряд турбостроительных заводов и научно-исследовательских учреждений работает над усовершенствованием так называемого гидродинамического регулирования, дающего возможность получить простой, надежный и чувствительный регулирующий механизм.

Принципиальная схема гидродинамического регулирования приведена на рис. 3-97.

Центробежный регулятор заменен здесь центробежным масляным насосом с колесом 1, насаженным на вал турбины и засасывающим масло из резервуара 2. Давление масла, подаваемого насосом, пропорционально квадрату числа оборотов турбины.

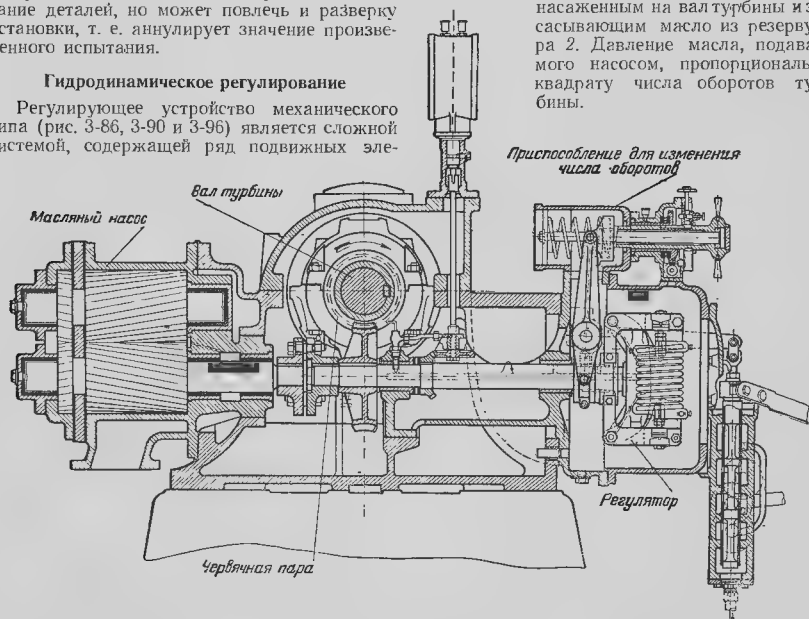


Рис. 3-96. Регулирующий механизм турбин ЛМЗ более старых выпусков

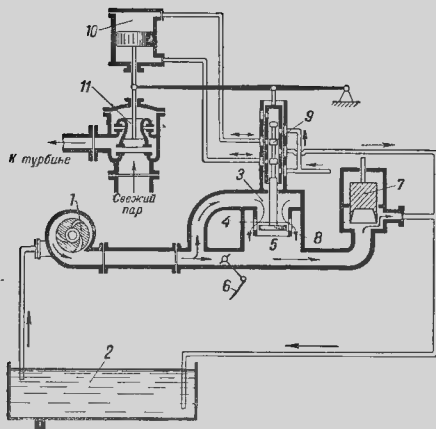


Рис. 3-97. Принципиальная схема гидродинамического регулирования.

Насос подает масло двумя потоками; первый поток направляется в камеру 3, откуда через сливные окна 4 перетекает в камеру 5. Второй поток идет через дроссельный клапан 6 непосредственно в камеру 5, откуда через редуктор 7, поддерживающий в камере 5 неизменное давление, стекает обратно в резервуар 2. Таким образом, тарельчатый поршень 8 находится под действием разности давлений масла в камерах 3 и 5. При повышении числа оборотов давление масла в камере 3 повысится, а давление в камере 5 останется неизменным. В результате поршень 8 опустится и передвинет золотник 9, который откроет доступ масла из напорного маслопровода в верхнюю полость сервомотора 10. Поршень сервомотора под давлением масла опустится и прикроет паровпускной клапан 11, уменьшая доступ пара в турбину. При снижении числа оборотов турбины процесс регулирования будет протекать в обратном порядке.

Изменением положения дроссельной заслонки 6 можно произвольно регулировать число оборотов турбины или при параллельной работе менять ее нагрузку.

Таким образом, описанная система регулирования имеет следующие характерные особенности:

- 1) отсутствует центробежный регулятор; он заменен центробежным насосом (импеллером);
- 2) отсутствуют всякого рода шарнирные передачи от одного органа к другому;

- 3) отсутствует зубчатый масляный насос; 4) отпадает необходимость в червячной передаче от вала турбины к центробежному регулятору и масляному насосу.

Оригинальные системы гидродинамического регулирования разработаны Всесоюзным теплотехническим институтом (ВТИ).

Эти системы опробованы и установлены на большом числе турбин АҚ-24 ЛМЗ (типа ТН-165), на турбинах ВР-25 ХТЗ и др. Калужским турбинным заводом разработана своя система гидродинамического регулирования, которую он применяет на своих конденсационных и теплофикационных турбинах.

Схемы и описания приведены в следующих главах при рассмотрении конструкции турбин ЛМЗ и КТЗ.

Предохранительные (защитные) приспособления

При эксплуатации турбины большую опасность представляет сдвиг ротора в осевом направлении (обычно в сторону генератора), который может произойти вследствие чрезмерного повышения осевого давления, вызванного водяным ударом, засорением лопаток, резким набросом нагрузки и т. д. Если величина этого сдвига превысит величину минимального осевого зазора в лабиринтовом уплотнении или в лопаточном аппарате, что может произойти, например, в случае выпадения перегруженного упорного подшипника, то серьезная авария неминуема (см. гл. 8). Для предупреждения аварии необходимо закрыть доступ пара в турбину до того, как сдвиг ротора превысит допустимые пределы. В связи с тем, что дежурный персонал не всегда может достаточно быстро принять необходимые меры, современные турбины обычно снабжают приспособлениями, автоматически выключающими подачу свежего пара при сдвиге ротора на определенную величину. Такое приспособление на турбинах некоторых типов конструкции ЛМЗ выполнено по рис. 3-98.

На переднем конце вала 1 турбины помещен предохранительный выключатель с бойком 2 обычного типа. Этот боек удерживается в положении, показанном на рис. 3-98, совместным действием пружины 3 и давлением масла на поверхность 4 головки бойка. Масло под давлением подводится в корпус приспособления через штуцер 5 и поступает к бойку предохранительного выключателя через отверстие 6 и пустотелый золотник 7, соединенный с концом вала болтами. Если по какой-либо причине давление масла внутри золотника 7 сильно упадет, то усилие пружины 3 окажется

Контрольные вопросы

1. Что называется степенью неравномерности и степенью нечувствительности регулирования?
2. Какое назначение имеют сервомоторы в системе регулирования?
3. Для какой цели служит синхронизатор?
4. В чем заключается процесс дросселирования пара и на чем основан принцип дроссельного парораспределения?
5. Какие недостатки имеет дроссельное парораспределение?
6. Как устроено сопловое парораспределение?
7. Как действует обводное парораспределение?
8. Для какой цели служит предохранительный выключатель?
9. Когда и как следует производить проверку предохранительного выключателя?
10. В чем заключается основное различие между обычным и гидродинамическим регулированием?

УСТРОЙСТВО СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Смазка турбогенератора

Смазка турбогенератора производится автоматически, причем в масляной системе постоянно циркулирует залитое в нее количество масла; убыль масла очень невелика и зависит главным образом от утечек через неплотности. Масло хорошего качества при правильном уходе может работать в системе до 50 000 ч, после чего требует полной или частичной замены или регенерации (гл. 7).

Масло доставляется в систему регулирования и ко всем подшипникам турбогенератора так называемым главным масляным насосом (в некоторых случаях — двумя насосами), всасывающим масло из резервуара (масляного бака), расположенного у основания турбины.

Вал масляного насоса соединен червячной или зубчатой передачей с валом турбины¹ и начинает подавать масло под достаточным давлением только после достижения валом турбины примерно $\frac{1}{3}$ нормального числа оборотов, что обычно бывает через 10–15 мин после пуска турбины в ход; поэтому каждый турбогенератор имеет, кроме главного, еще вспомогательный масляный насос с независимым двигателем, который пускают в ход на время бездействия или недостаточно интенсивной работы главного насоса.

Соединение и примерное расположение перечисленных органов системы смазки схематически показаны на рис. 3-99; конструкцию их мы рассмотрим ниже.

Масляный насос 1 по приемному маслопроводу 2 засасывает масло через фильтр 3 из

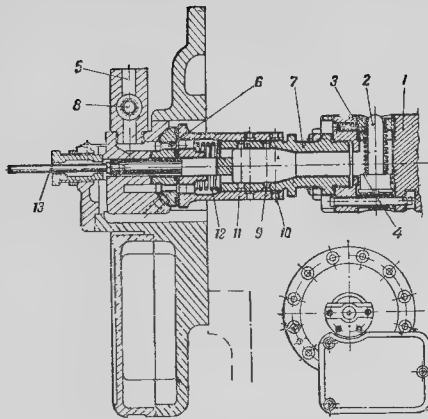


Рис. 3-98. Приспособление ЛМЗ для автоматического выключения турбины при повышении числа оборотов, сдвиге ротора и падении давления масла.

ся недостаточным, чтобы удержать боек на месте, конец бойка выскочит наружу и, ударив по рычагу, вызовет захлопывание стопорного клапана турбины.

При сдвиге ротора в сторону генератора (направо по рис. 3-98) на величину, превышающую 0,5 мм, каналы 9, просверленные в теле золотника, совпадут с каналами 10, просверленными в буксе 11, вращающейся вместе с золотником и отжимаемой пружиной 12 влево. Масло получит свободный выход наружу, вследствие чего давление его упадет и предохранительный выключатель остановит турбину.

Положение ротора в осевом направлении может быть в любой момент проверено при помощи контрольного стержня 13, для чего нужно нажать на стержень 13 и привести его конец в соприкосновение с торцевой частью золотника.

Новые турбины ЛМЗ снабжены электромагнитным реле осевого сдвига (см. рис. 4-33), основанном на принципе индуктивного изменения малых перемещений посредством дифференциального трансформатора¹.

¹ Интересующиеся этим реле могут найти подробное его описание в книге Л. И. Тубянского и Л. Д. Френкеля «Паровые турбины высокого давления ЛМЗ», Госэнергоиздат, 1956.

¹ При гидродинамическом регулировании насос устанавливается, как правило, непосредственно на валу турбины.

масляного бака 4, расположенного рядом с турбиной, и гонит его по напорному маслопроводу 5 в маслоохладитель 6. Последовательно проходя через три секции маслоохладителя, масло отдает тепло охлаждающей воде и по маслопроводу 7 идет к подшипникам турбины и генератора, после чего возвращается в масляный бак.

Вспомогательный масляный турбонасос 8 установлен непосредственно на масляном баке и может подавать масло в систему через невозвратный клапан 9, автоматически закрывающийся, как только главный масляный насос создаст в системе заданное давление масла. Паромасляное реле 10 служит для автоматического пуска вспомогательного турбонасоса в случае падения давления масла в системе.

По маслопроводу 11 масло идет в систему регулирования, в которой золотник 12 управ-

ляет его подводом к сервомотору 13, перемещающему парораспределительный механизм. При срабатывании регулятора безопасности масло под давлением поступает в полость 14, в результате чего освобождается защелка быстросрабатывающего клапана, и доступ пара в турбину прекращается.

Рассмотренная выше схема маслоснабжения типична для небольших турбогенераторов. У более мощных агрегатов в схеме обычно предусматривается еще резервный масляный насос с приводом от электродвигателя переменного тока и аварийный масляный насос с приводом от электродвигателя постоянного тока, который автоматически включается в работу от аккумуляторной батареи в случае аварийного обесточивания системы.

В некоторых случаях аварийный и резервный насосы объединяют в один агрегат, состоящий из одного центростремительного насоса

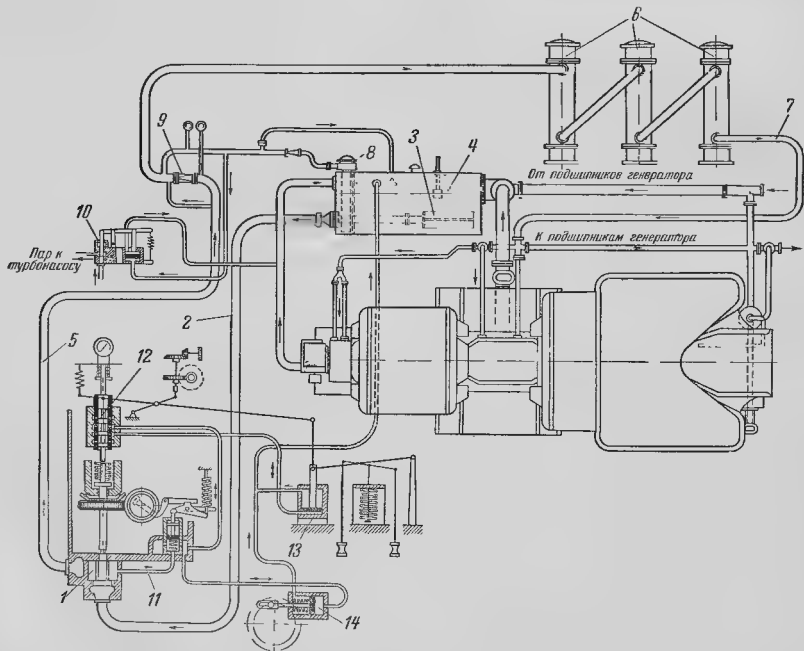


Рис. 3-99. Схема маслоснабжения турбины АК-12.

1—главный масляный насос; 2—приемный маслопровод; 3—фильтр; 4—масляный бак; 5—напорный маслопровод; 6—маслоохладитель; 7—маслопровод к подшипникам; 8—вспомогательный турбонасос; 9—невозвратный клапан; 10—паромасляное реле; 11—маслопровод к системе регулирования; 12—золотник; 13—сервомотор; 14—автомат быстрого закрытия клапана.

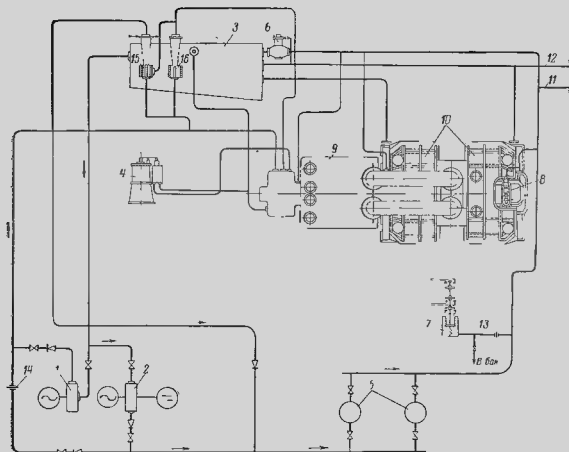


Рис. 3-100. Схема смазки подшипников турбины типа К-100-90 (БК-100-6). 1 — пусковой насос с электроприводом переменного тока; 2 — резервный (он же аварийный) насос с приводом от электродвигателей переменного и постоянного тока; 3 — масляный бак; 4 — автоматический запор; 5 — маслоохладитель; 6 — сливной клапан; 7 — реле давления масла; 8 — манометрическое устройство; 9 — ц. в. д. турбины; 10 — ц. н. д. турбины; 11 — маслопровод на смазку подшипников генератора и возбуждителя; 12 — сливной маслопровод из подшипников генератора и возбуждителя; 13 — диафрагма $d=8$ мм; 14 — диафрагма $d=30$ мм; 15 — инжектор для смазки подшипников; 16 — инжектор для подвода масла на всасывание к главному масляному насосу и инжектору 15.

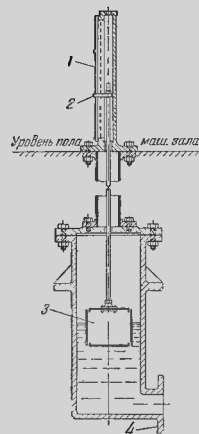


Рис. 3-101. Указатель уровня масла турбины АТ-25-1 ЛМЗ.

1 — шкала; 2 — стрелка; 3 — поплавок; 4 — фланец для присоединения к масляному баку.

с двумя двигателями — постоянного и переменного тока. Принципиальная схема масляного снабжения мощной турбины приведена на рис. 3-100. Следует обратить внимание на то, что для интенсификации подачи масла к главному масляному насосу и к подшипникам в масляном баке установлены инжекторы, состоящие из сопла и диффузора.

Масляный бак

Масляным резервуаром небольшого турбогенератора иногда служит пустотелая фундаментная плита, но у крупных турбин устанавливают отдельные масляные баки. В большинстве случаев баки делаются из листовой стали, клепанные или сварные; чугунные литейные резервуары применяют редко ввиду их большого веса.

Дно масляного бака должно иметь уклон для возможности быстрого и полного удаления отстоя воды и грязи.

Масляный бак обязательно должен быть снабжен указателем уровня масла, хорошо видимым с рабочего места машиниста и имею-

щим шкалу с четкими отметками нормального и предельного уровня масла (рис. 3-101).

На крышке бака ставят колпаки-дефлекторы, сообщающие внутренность бака с наружным воздухом, для того чтобы давление в баке не поднималось выше атмосферного; через них отводятся из бака масляные пары.

В баке часто помещают фильтры (рис. 3-102), через которые масло засасывается насосом. У большинства крупных турбин таких фильтров бывает несколько (2-4), причем их можно поочередно вынимать из бака через люк для чистки. На это время автоматический клапан 2 закрывает соответствующий штуцер приемного патрубка во избежание попадания грязи в масляную систему турбины.

Фильтры могут быть установлены и вне масляного бака. Конструкция их обычно допускает переключение с одной рабочей полости на другую. Так, в масляном фильтре турбин Калужского турбинного завода поворотом рукоятки можно повернуть кран 1 (рис. 3-103) в положение, при котором работает фильтрующая секция 2, а секция 3 отключена для чистки, или же наоборот. Фильтрующие ракеты со-

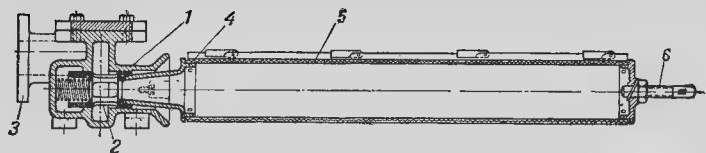


Рис. 3-102. Разрез масляного фильтра турбины АТ-25-1.

1—корпус клапана; 2—клапан; 3—фланец для присоединения всасывающей трубы масляного насоса; 4—корпус фильтра; 5—сетка фильтра; 6—опорный болт.

стоят из чугунных секций, между которыми зажаты фильтрующие и опорные сетки. Пакеты прижаты к своим посадочным местам плоскими пружинами 4.

На рис. 3-104 показана конструкция масляного бака, применяемая ЛМЗ для новой серии турбин. Слив масла из подшипников турбины и генератора производится в специальный отсек 1, в котором имеются карманы для улавливания пены, содержащейся

в масле. По обе стороны отсека 1 расположены вертикальные фильтрующие сетки грубой очистки масла. В средней части бака во всю его ширину установлены вертикальные сетки 2 тонкой очистки масла. Маслозаборная камера 3 отгорожена от полости бака стальным листом 4 с отверстиями, назначение которого задерживать крупные предметы (гайки, шпильки и др.), случайно попавшие в бак.

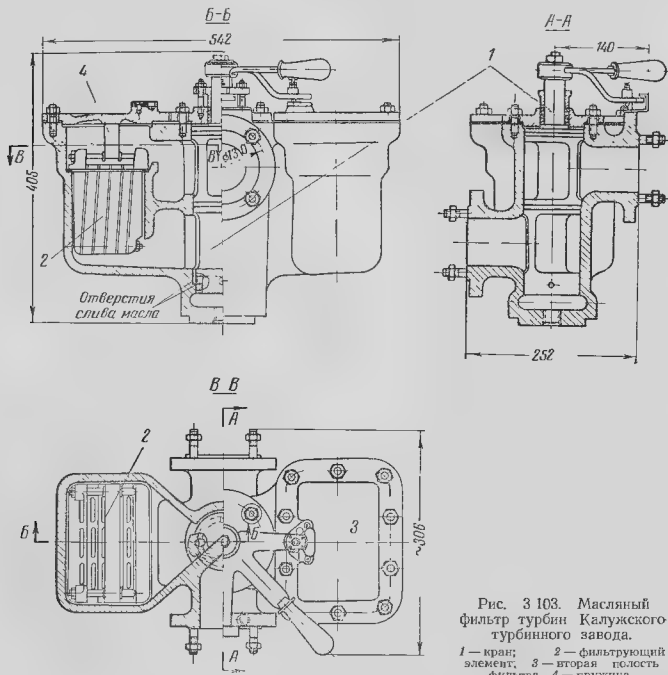


Рис. 3-103. Масляный фильтр турбин Калужского турбинного завода.

1—кран; 2—фильтрующий элемент; 3—вторая полость фильтра; 4—пружина

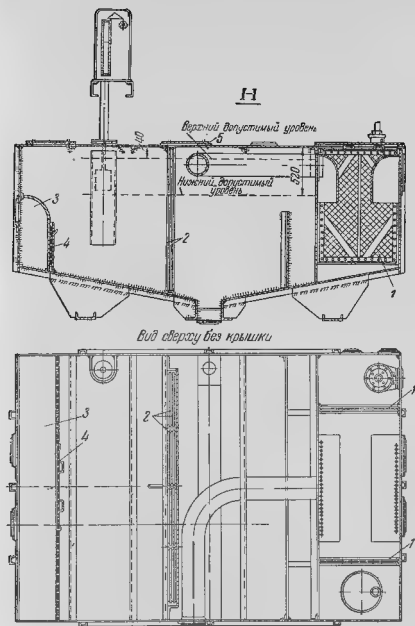


Рис. 3-104 Масляный бак турбины ЛМЗ новой серии

Вследствие сопротивления сеток 2 проходу масла в баке устанавливается во время работы некоторая разность уровней, которая возрастает по мере загрязнения сеток. Возрастающие разности уровней до 30—40 мм служат указанием на необходимость чистки фильтров.

Бак снабжен указателем уровня с электрической сигнализацией; при крайнем допустимом верхнем и крайнем допустимом нижнем положении поплавка на щитке указателя загораются сигнальные лампочки.

Емкость масляного бака зависит от мощности турбогенератора и от его конструктивных особенностей и достигает 10—12 т масла в крупных агрегатах. Кроме того, довольно большое количество масла необходимо для заполнения маслопроводов и механизмов регулирования и смазки турбины.

Емкость масляной системы является важным фактором, влияющим на срок службы масла. Чем больше емкость масляного бака

для данной турбины, тем меньше кратность циркуляции масла и тем больше срок его службы.

Кратностью циркуляции масла называется величина, указывающая, сколько раз в течение 1 ч проходит через систему весь объем залитого в турбину масла:

$$\text{кратность циркуляции} = \frac{\text{часовой расход масла}}{\text{емкость масляной системы}}.$$

Очевидно, что чем больше кратность циркуляции, тем напряженнее работа масла, так как тем больше количество тепла, которое каждый килограмм масла должен в единицу времени отвести от подшипников.

Емкость масляного бака обычно выбирается такой, чтобы кратность циркуляции не превосходила десяти.

Главный масляный насос

Схема главного масляного насоса наиболее распространенного типа дана на рис. 3-105. Это зубчатый насос, который состоит из двух сцепленных зубчатых колес, сидящих в чугунном корпусе с торцевыми и радиальными зазорами около 0,2 мм; колеса вращаются с небольшой сравнительно скоростью, причем ведущим является одно из них, получающее движение от главного вала турбины через червячную передачу. Масло, поступающее через левый патрубок насоса, попадает в промежуток между колесами и корпусом, заполняет зазоры между зубцами и увлекается ими к противоположной стороне корпуса, откуда поступает через второй патрубок в напорные маслопроводы.

Для целей смазки в турбогенераторах обычно применяют давление масла не выше 1,3—2 атм, для целей же регулирования это давление недостаточно и обычно оно должно быть не ниже 4—5 атм. Эти требования могут быть удовлетворены двумя способами:

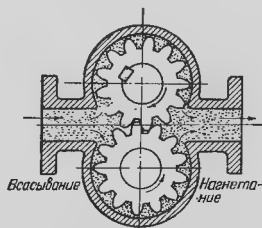


Рис. 3-105. Разрез главного масляного насоса зубчатого типа.

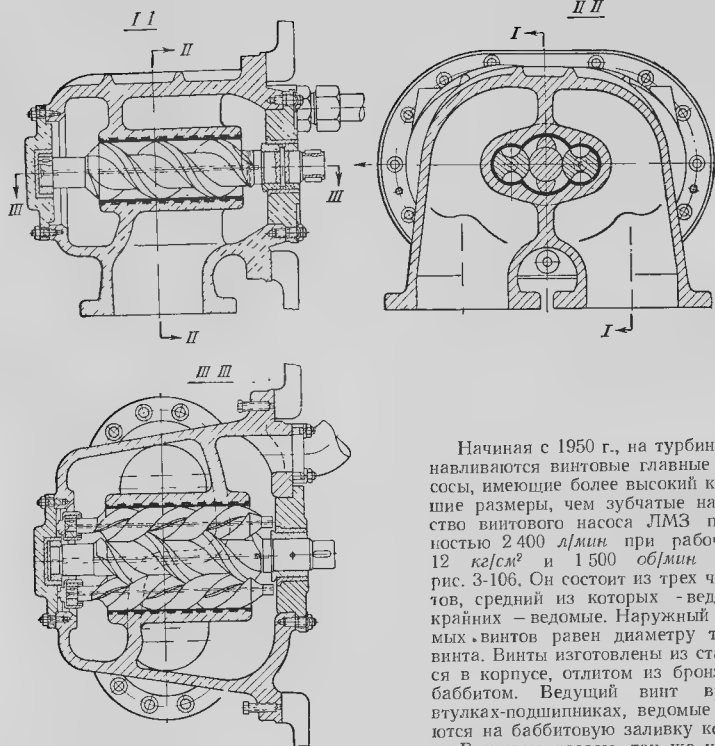


Рис. 3-106. Винтовой главный масляный насос ЛМЗ.

1. Применением двух масляных насосов, из которых один (высокого давления) подает масло в систему регулирования, а другой (низкого давления) — к подшипникам; иногда оба насоса имеют общие корпус и в зубчатых колес (рис. 3-96).

2. Применением одного насоса высокого давления, подающего масло к сервомотору непосредственно, а к подшипникам — через редуктор, понижающий давление масла до нужной величины.

Зубчатые насосы, как видно из описания, не имеют клапанов, пружин или других непрочных частей и работают, не требуя какого-либо ухода, однако к. п. д. их невысок.

Начиная с 1950 г., на турбинах ЛМЗ устанавливаются винтовые главные масляные насосы, имеющие более высокий к. п. д. и меньшие размеры, чем зубчатые насосы. Устройство винтового насоса ЛМЗ производительностью 2400 л/мин при рабочем давлении 12 кг/см² и 1500 об/мин показано на рис. 3-106. Он состоит из трех червячных винтов, средний из которых — ведущий, а два крайних — ведомые. Наружный диаметр ведомых винтов равен диаметру тела ведущего винта. Винты изготовлены из стали, вращаются в корпусе, отлитом из бронзы и залитом баббитом. Ведущий винт вращается во втулках-подшипниках, ведомые винты опираются на баббитовую заливку корпуса насоса.

Винтовые насосы, так же как поршневые и зубчатые насосы, являются насосами объемного типа, т. е. подают за каждый оборот строго определенное количество перекачиваемой жидкости. Если с папоротной стороны такого насоса закрыть задвижку или другой запорный орган и прекратить вытеснение перекачиваемой жидкости, то насос должен остановиться, поломаться или разорвать трубопровод. Поэтому при наличии запорных органов на маслопроводах объемные насосы всегда должны быть снабжены предохранительными (перепускными) клапанами на корпусе насоса или на напорном трубопроводе.

В гидродинамических системах регулирования в качестве главных масляных насосов применяют центробежные насосы, особенности которых рассмотрены в гл. 5 (стр. 217).

Вспомогательный (пусковой) масляный насос

Вспомогательный масляный насос всегда имеет независимый от турбогенератора двигатель, чаще всего паровой и сравнительно редко электрический. Наиболее распространенным современным типом вспомогательного масляного насоса является центробежный насос, сидящий на одном валу с одноступенчатой, чаще всего одновенечной турбинкой. Пар для работы этой турбинки берут из паропровода до главной задвижки¹; отработавший пар отводят трубопроводом достаточного сечения в атмосферу или в конденсатор.

Конструкция вспомогательного турбонасоса вертикального типа производительностью 350 л/мин в исполнении ЛМЗ показана на рис. 3-107. Он устанавливается на крышке масляного бака так, что лопастное колесо насоса постоянно погружено в масло. Некоторые турбины ЛМЗ снабжены горизонтальными турбонасосами ТНОМ-100 производи-

¹ Вспомогательный насос пускают в ход ранее пуска в ход турбины, когда главная задвижка может быть еще закрыта.

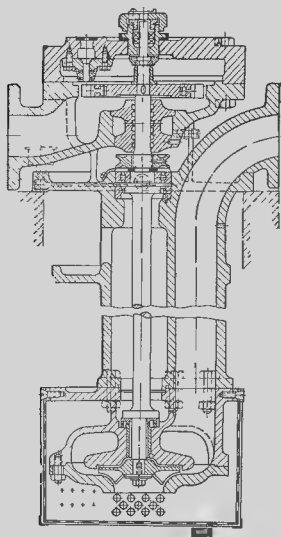


Рис 3-107. Вертикальный вспомогательный масляный турбонасос ЛМЗ.

тельностью 1 000 л/мин. Как видно на рис. 3-108, этот насос имеет привод от турбинки с тремя ступенями скорости.

На случай аварии в котельной, при которой прекратится подача пара, и на случай повреждения вспомогательного турбонасоса, у очень крупных турбин, кроме вспомогательного турбонасоса, устанавливается аварийный электронасос, который автоматически запускается посредством специального реле при падении давления масла в системе смазки на 0,2 ат ниже нормального значения. Пусковое реле такого насоса описано ниже (стр. 132).

Для проверки исправности вспомогательного масляного насоса следует регулярно через каждые 7 дней пускать его в ход на несколько минут. Если в системе имеется паромасляное реле, то пуск насоса целесообразно производить, воздействуя на реле от руки.

Масляный холодильник

Масляный холодильник (маслоохладитель) состоит из чугунного литого или стального сварного корпуса, внутри которого помещена система тонкостенных, чаще всего латунных трубок, закрепленных в трубных досках. Снаружи трубок движется масло, внутри трубок охлаждающая вода, обычно отведенная от циркуляционного насоса конденсатора, а в некоторых случаях — от городского водопровода. Для удобства чистки холодильника трубный пучок обычно делают выдвигным.

Желательно, чтобы давление масла, проходящего через охладитель, было больше, чем давление воды; тогда при наличии какой-либо неплотности масло попадает в воду, а не вода в масло, чего следует всемерно избегать.

На рис. 3-109 представлен разрез маслоохладителя ЛМЗ старой конструкции. Охлаждающая вода проходит по трубкам, а масло омывает наружную поверхность трубок.

Трубки облужены, завальцованы и запаяны в досках.

Все трубки с перегородками и досками, в которых они завальцованы, составляют один комплект, который может быть вынут целиком; для этого нужно разболтить нижний стык и поднять кожух вверх.

Для возможности температурного удлинения трубок одна из досок (верхняя) имеет возможность свободно передвигаться в специальном сальнике (рис. 3-109а). Этот сальник состоит из двух колец 1, сделанных из хлопчатобумажного шнура или специальной не разьедаемой маслом резины, между которыми установлено распорное кольцо 2 (форвар). Верхняя трубная доска 3 закреплена в бронзовой втулке 4, которая может переме-

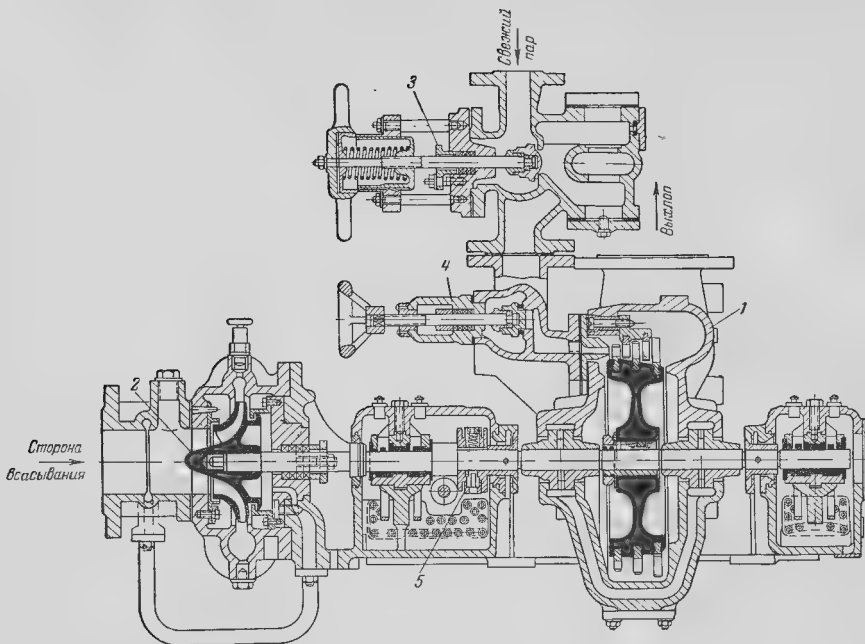


Рис. 3-108 Горизонтальный вспомогательный масляный турбонасос ЛМЗ типа THOM 100.

1 — паровая турбина; 2 — центробежный насос; 3 — автоматический стопорный клапан; 4 — регулирующий (дроссельный) клапан; 5 — регулятор безопасности.

жаться в осевом направлении, скользя по кольцам 1; этим достигается уплотнение зазора между трубной доской и кожухом маслоохладителя. Просачивающееся через сальник масло отводится в спускную трубу.

Для чистки водяной стороны трубок нужно снять верхнюю крышку и прочистить трубки ершом. После прочистки следует промыть трубки и выпустить грязь через люк. При обнаружении течи из-за неисправности трубки можно по выявлении поврежденной трубки заглушить ее с двух сторон пробками из твердого дерева.

На рис. 3-110 показан маслоохладитель более новой конструкции ЛМЗ, у которого сальник заменен латунной кольцевой мембраной 3, зажатой по периферии между прокладками 4 во фланцах корпуса, а по внутренней окружности — прикрепленной к трубной доске 1 посредством кольца 2 и болтов.

Упругость тонкой (2 мм) мембраны компенсирует тепловые расширения, обеспечивая подвижность трубной доски.

Корпус и крышки маслоохладителя сварные.

Маслоохладитель всегда должен иметь четыре термометра для измерения температуры масла и охлаждающей воды до и после него.

Тепло, отводимое от масла, в большинстве случаев передается охлаждающей воде, идущей на слив, и, следовательно, полезно не используется. Однако в некоторых установках охлаждение масла производится конденсатом; в этих случаях тепло, которое масло получает за счет механических потерь турбогенератора, возвращается в котлы. Охлаждение масла конденсатом применяется, например, в установках фирмы Юнгстрем, описание которых приведено в гл. 4.

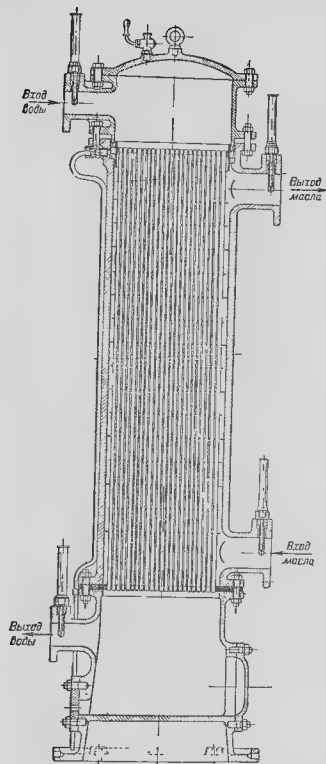


Рис. 3-109 Маслоохладитель ЛМЗ прежней конструкции.

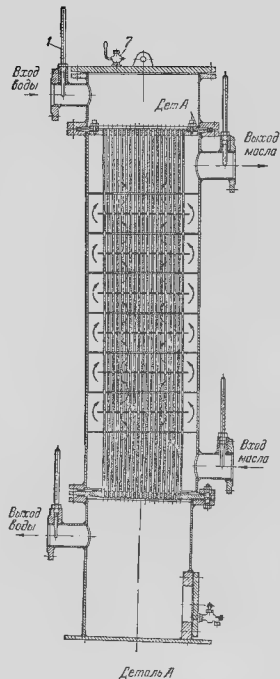


Рис. 3-110. Маслоохладитель ЛМЗ более новой конструкции

1 — верхняя трубная доска, 2 — нажимное кольцо; 3 — латунная мембрана, 4 — прокладки из прорезиненной парусины

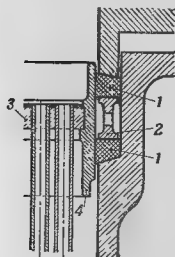


Рис. 3-109а. Деталь сальника маслоохладителя ЛМЗ прежней конструкции

1 — резиновые уплотнительные кольца; 2 — промежуточное кольцо; 3 — трубная доска; 4 — бронзовое подвижное кольцо.

Паромасляное реле

При падении давления масла в системе возникает опасность сильного нагрева и повреждения подшипников (плавления или задирирования баббита), так как даже если механизм регулирования автоматически закроет

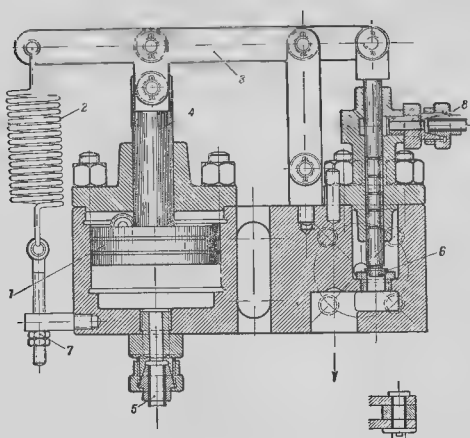


Рис. 3-111. Паромасляное реле турбин ЛМЗ и ХТЗ.

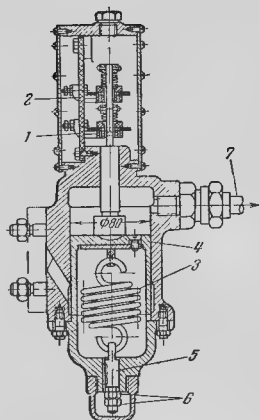


Рис. 3-112. Реле для автоматического пуска аварийного масляного электронасоса

пар, то ротор турбины будет еще вращаться продолжительное время по инерции.

Для предупреждения таких случаев некоторые заводы ставят специальные, так называемые паромасляные реле, назначение которых — автоматически пустить в ход вспомогательный турбонасос, как только давление масла в системе упадет ниже определенной величины.

Разрез такого реле, установленного на некоторых турбинах ЛМЗ и ХТЗ, приведен на рис. 3-111. Поршень 1 нагружен сверху пружиной 2, усилие которой передается рычагом 3 и штоком 4; снизу на поршень действует давление масла, поступающего из напорного трубопровода по трубе 5.

Другой конец рычага 3 шарнирно соединен со штоком клапана 6, управляющего впуском пара в турбонасос. При нормальном давлении масла в системе поршень 1 отжат кверху, в связи с чем рычаг 3 плотно прижимает клапан 6 к его седлу. Как только давление масла понизится, пружина 2 опустит поршень 1, а клапан 6 поднимется, открывая доступ пара в турбонасос.

Аналогичным образом паромасляное реле останавливает турбонасос после того, как нужное давление масла восстановится.

Давление, при котором реле вступает в действие, можно регулировать натяжением пружины 2 посредством гаек 7. Трубка 8

служит для отсоса пара, просачивающегося через уплотнение штока клапана.

Схему включения паромасляного реле описанного типа в масляную систему турбины можно видеть на рис. 4-29. С паровой стороны паромасляное реле присоединено к паропроводу вспомогательного турбонасоса, который может быть пущен в ход также независимо от реле открыванием клапана на обводной линии. С масляной стороны паромасляное реле присоединено к маслопроводу, подводящему масло к подшипникам и к автоматическому затвору предохранительного выключения.

В тех установках, где имеется аварийный масляный электронасос, его пуск производится автоматически посредством реле, замыкающего контакты при падении давления масла в системе.

Такое реле конструкции ЛМЗ показано на рис. 3-112. При нормальном давлении масла поршень 4 стоит в верхнем положении; при этом контакты 1 и 2 разомкнуты.

При падении давления масла пружина 3 оттягивает поршень 4 в нижнее положение. При этом контакты 1 и 2 последовательно замыкаются. Замыкание контактов 1 обеспечивает включение светового и звукового сигналов при падении давления масла на 0,15 ат ниже нормального. Дальнейшее падение давления масла еще на 0,05 ат вызывает замыкание контактов 2, включающих катушку пуско-

вого устройства электродвигателя масляного насоса.

Само собой разумеется, что наличие реле не снимает с машиниста обязанности внимательнейшим образом следить за давлением масла в системе в особенности при применении первоначальных конструкций этих приборов, которые не отличались надежностью действия. В случае необходимости посредством болта 5 с ушком и гайк 6 можно регулировать натяжение пружины 3 и этим—давление масла в системе, при котором срабатывает реле.

Контрольные вопросы

- 1 Что называется кратностью циркуляции масла и как влияет кратность на срок службы масла?
2. Какое оборудование должен иметь масляный бак?
- 3 Для какой цели служит вспомогательный масляный насос?
4. Почему в масляной системе турбинной установки должно циркулировать масло двух различных давлений?
5. Почему нагревается масло в подшипниках турбины и каким образом охлаждается масло?
6. Для какой цели служит паромасляное реле?

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ЧИСТО КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ

ТУРБОСТРОЕНИЕ В СССР

В этой главе мы рассмотрим конструкции чисто конденсационных турбин, рассчитанных на умеренные и высокие параметры пара, уделяв основное внимание турбинам отечественного производства.

Наше турбостроение в полном смысле слова является детищем Октября. До 1917 г. в дореволюционной России было построено всего только 26 стационарных турбин, причем наибольшая мощность отдельного агрегата не превышала 1 250 *квт*.

В настоящее время турбостроение в СССР представляет собой мощную, прекрасно развитую отрасль промышленности.

Наши заводы в годы довоенных пятилеток воспитали кадры первоклассных конструкторов, которые уже создали и создают новые типы турбин, выдвинувшие советское турбостроение на первое место в мире.

Турбостроение в СССР стало на путь стандартизации типов турбин и серийного выпуска высококачественных агрегатов, чем оно резко отличается от зарубежного турбостроения. В практике иностранных фирм те или иные изменения конструкции вносились почти в каждую выпускаемую машину. Эти изменения часто вызывались не прогрессом техники, а конъюнктурой рынка сбыта и другими коммерческими соображениями, не имеющими ничего общего с техникой и характерными для промышленности капиталистических стран, работающей в условиях острой взаимной конкуренции отдельных фирм.

Пионером в области отечественного турбостроения является Ленинградский металлический завод имени XXII съезда КПСС

(ЛМЗ), основанный в 1857 г. и впервые приступивший к производству паровых турбин в 1904 г.

В первые годы после Октябрьской революции большинство цехов завода было законсервировано, но уже с 1918 г. конструкторское бюро завода возобновило работу по проектированию турбин.

В 1922 г. был организован Ленинградский машиностроительный трест, на который было возложено создание советского котло- и турбостроения. С вхождением ЛМЗ в этот трест и началось фактическое развитие турбостроения, причем масштабы его очень скоро далеко перегнали дореволюционные. Уже в 1925 г. ЛМЗ выпустил турбину мощностью 10 000 *квт*. Выпуск этой турбины показал, что завод может успешно справляться с техническими трудностями нового для него крупного турбостроения. В 1930 г. была выпущена первая турбина мощностью 24 000 *квт*, а в 1931 г. начал серийный выпуск мощных турбин 24 000 *квт* и 50 000 *квт*, не имеющих примеров в практике мирового турбостроения.

В 1930 г. все мелкое и среднее турбостроение было передано с ЛМЗ на Кировский завод (б. «Красный путиловец») и ЛМЗ сосредоточил свое внимание на конструировании и производстве крупных турбин

В 1937 г. ЛМЗ выпустил первую турбину мощностью 100 000 *квт* типа АК-100-1, которая в то время являлась рекордной по мощности машиной на 3 000 *об/мин*.

В годы Великой Отечественной войны конструкторское бюро ЛМЗ приступило к разработке серии мощных конденсационных и теплофикационных турбин высокого давления на базе широкой унификации деталей. Так, для

конденсационных турбин высокого давления мощностью 50 000 *квт* и 100 000 *квт* типа ВК-50-1 и ВК-100-2 степень унификации деталей достигает 80%, что резко снижает трудоемкость и стоимость изготовления турбин.

В 1952 г. ЛМЗ закончил изготовление первой высокооборотной одновальной турбины СВК-150 мощностью 150 000 *квт*, рассчитанной на сверхвысокие параметры пара и получившей название «турбина мира». Выпуск этой машины показал, что поставленная партией и правительством задача догнать и перегнать передовые капиталистические страны выполняется в области турбостроения с честью.

В 1958 г. ЛМЗ изготовил первую турбину ПВК-200 мощностью 200 000 *квт* при 3 000 *об/мин*. На ближайшие годы турбины ПВК-200 будут основным типом турбин на новых тепловых электростанциях. Наконец, в 1960 г. ЛМЗ выпустил первую одновальную турбину К-300-240 мощностью 300 000 *квт* при 3 000 *об/мин*. В настоящее время завод работает над созданием турбин мощностью 800 000 *квт* и больше.

В 1933 г. вступил в число действующих предприятий второй гигант советского турбостроения — Харьковский турбогенераторный завод имени Кирова (ХТГЗ), рассчитанный на производство самых крупных турбогенераторов (от 50 000 *квт* и выше).

В отличие от других турбостроительных заводов СССР, получающих генераторы от специализированных электромашиностроительных заводов (главным образом от завода «Электросила» им. Кирова), ХТГЗ ряд лет строил комплекты турбогенераторы, включая электрическую часть агрегата. С 1956 г. производство электрогенераторов снято с завода. В 1962 г. ХТГЗ выпустил свою первую турбину К-300-240 мощностью 300 000 *квт* при 3 000 *об/мин* и готовится к изготовлению турбин мощностью 500 000 и 750 000 *квт*.

Турбины небольшой и средней мощности в настоящее время строят: Уральский турбомоторный завод (УТМЗ), Ленинградский Кировский завод, Калужский турбинный завод, Невский завод им. Ленина, Брянский паровозостроительный завод и Каунасский завод.

Плановая организация нашего народного хозяйства позволяет передавать в случае необходимости производство турбин конструкции какого-либо из наших заводов другому заводу с целью правильного использования производственных мощностей. Поэтому можно встретить турбину конструкции, например, ЛМЗ, изготовленную УТМЗ, или конструкцию

Кировского завода, изготовленную Брянским заводом.

Турбины отечественных конструкций уже составляют в настоящее время основную часть турбинного парка наших электростанций, и удельный вес их в нашем энергохозяйстве растет с каждым годом. Развитие отечественного турбостроения позволило не только отказаться от импорта турбин из-за границы, но и снабжать турбинами страны народной демократии в порядке социалистической помощи. Поэтому мы ограничимся изучением только тех иностранных турбин, которые представляют принципиальный интерес с точки зрения конструкции или еще сохранились на наших станциях в заметном числе.

ТУРБИНЫ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Обозначения, мощность и параметры

Начиная с 1937 г., на ЛМЗ была принята новая система обозначений типов паровых турбин (заводских марок), которая затем была распространена на все турбостроительные заводы СССР. Шифр турбины по этой системе состоял из трех частей, первая из которых буквенная, остальные же две — численные.

Первая — буквенная часть шифра характеризует собой тип турбины, причем первая буква показывает начальные параметры пара, а именно:

А соответствует 29—35 *ата* и 400—435°С;

Б соответствует 45—50 *ата* и 450°С;

В соответствует 90—125 *ата* и 450—500°С;

Г соответствует 12—20 *ата* и 300—350°С;

М соответствует 1—2,5 *ата*, насыщенный или слабо перегретый пар.

Остальные буквы характеризуют турбины по назначению:

К — конденсационная турбина без регулируемого отбора;

Р — турбина с противодавлением;

Т — турбина с теплофикационным (отопительным) регулируемым отбором (1,2—2,5 *ата*);

П — турбина с промышленным регулируемым отбором (5—13 *ата*).

Вторая часть шифра дает номинальную мощность турбины в тысячах киловатт.

Третья часть шифра дает порядковый номер конструкции внутри турбин данного типа.

Турбины выпуска 1930—1936 гг. сохранили прежние названия, но параллельно с этими

Паровые турбины довоенного производства

Прежнее обозначение	Основные параметры						Новое обозначение
	$N, \text{квт}$	$n, \text{об/мин}$	$P_0, \text{атм}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$P_2, \text{атм}$	$P_{015}, \text{атм}$	
ТН 165	24 000	3 000	26	375	0,04	—	АК-24-1
ТН 250	50 000	1 500	29	400	0,04	—	АК-50-1
П-165	12 000	3 000	29	400	(0,9-1,2)	6,0	АПР-12-1
ДКО-185	25 000	3 000	29	400	0,04	1,2	АТ-25-1
ДКО-195	25 000	3 000	29	400	0,04	7,0	АП-25-1
ОП 175	12 000	3 000	29	400	(0,9-1,2)	11,0	АПР 12-2
МК 65	6 000	3 000	1,2	Сухой насыщенный пар	0,1	—	МК-6-1
МК-66	6 000	3 000	1,8		0,1	—	МК-6-2
ДК-184	25 000	3 000	29	400	0,06	—	АК-25-2
Ф-135	25 000	3 000	125	450	37,0	—	ВР-25-1
ДК 405	100 000	3 000	29	400	0,04	—	АК-100-1
ДКО-295	50 000	3 000	29	400	0,04	7,0	АП-50-1
ТН-65	12 000	3 000	29	400	0,04	—	АК-12
ОКО 120	12 000	3 000	29	400	0,04	1,2	АТ-12
ОК 30	3 500	3 000	16	350	0,04	—	АК-3,5
СН-26	4 000	5 000/1 000	16	350	0,04	—	АК-4

наименованиями получили и новые, чем закреплены за ними номера внутри данного типа, а также даны их характеристики.

В приведенной выше табл. 4-1 турбины довоенного производства наряду со старыми обозначениями даны также и новые, откуда гонятно применение новой системы обозначений.

Турбины сверхвысоких параметров пара, производство которых начато в 1951 г., получили приставку С перед буквой В в первой части шифра (например, СВК — конденсационная сверхвысоких параметров).

Параметры пара, мощности и типы турбин послевоенного производства были унифици-

рованы в 1947 г. государственными стандартами (ГОСТ 3618-47 и ГОСТ 3678-47).

Эти стандарты сыграли положительную роль в отечественном турбостроении. Однако за последние годы, прошедшие со времени их издания, техника ушла вперед и стандарты устарели в части начальных параметров пара и шкалы мощностей. В связи с этим в 1958 г. вышел новый ГОСТ 3618-58, «Турбины паровые стационарные для привода электрических генераторов. Типы и основные параметры», который охватывает стационарные турбины с начальным давлением пара от 35 до 130 атм, предназначенные для привода генераторов от 500 до 250 000 квт (табл. 4-2).

Таблица 4-2

Паровые турбины чисто конденсационного типа в соответствии с ГОСТ 3618-58

Обозначение типоразмеров турбин		Начальные значения параметров					
		Мощность (длительно раз- виваемая на заданных генератор- тах), <i>квт</i>	Начальные параметры пара		Температура промежуточ- ного перегре- ва, °C	Температура регенеративного подогрева воды, °C	Температура охлаждающей воды, °C
анов проекти- руемых	ранее спроект- тированных		давление, <i>атм</i>	температура, °C			
K-6 35 K-12-35	AK 6 AK-12	6 000 12 000	35	435	—	145	25 20
K-25-90 K-50-90 K-100 90	BK 25 BK-50 BK 100	25 000 50 000 100 000	90	535	—	215	15 10; 15 10; 15
K-100-130 K-150-130* K 200-130	ПBK-100 ПBK-150* ПBK-200	100 000 150 000 200 000	130	565	565	230	10, 15

* Турбина К-150-130 (ПВК-150) по согласованию с заказчиком может изготавливаться на мощность 160 000 квт.

Этот ГОСТ вводит новую, более удобную систему условных обозначений турбин. Шифр турбины состоит из трех частей:

1) буквенной, определяющей тип турбины (К — конденсационная, Т — с теплофикационным отбором пара, П — с производственным отбором пара, Р — с противодавлением);

2) цифровой, указывающей номинальную мощность в тысячах киловатт;

3) цифровой, указывающей начальное давление пара в *ата*, и для турбин с производственным отбором пара или с противодавлением — давление отбора или противодавление.

Таким образом, конденсационная турбина мощностью 200 000 *квт*, рассчитанная на начальное давление пара 130 *ата*, будет иметь шифр К-200-130.

Турбина мощностью 25 000 *квт* с начальным давлением 90 *ата*, двумя регулируемым отборами пара — производственным при 12 *ата* и теплофикационным, получит шифр ПТ-25-90/12.

Наконец, турбина мощностью 100 000 *квт* с начальным давлением пара 130 *ата* и противодавлением 31 *ата* обозначается Р-100-130/31.

Из этих примеров видно, что новая система обозначений турбин дает точные значения давления пара, а не диапазон давлений, как прежде (например, буква В — от 90 до 125 *ата*).

ГОСТ 3618-58 предусматривает следующие начальные параметры пара:

35 *ата*, 435°С — для турбин до 12 000 *квт*;
90 *ата*, 535°С — для турбин от 25 000 до 100 000 *квт*;

130 *ата*, 565°С — для турбин от 100 000 до 200 000 *квт*.

При этом для чисто конденсационных турбин начальные параметры пара 90 *ата*, 535°С рекомендуются для применения только до 1965 г.

Турбины мощностью 300 000 *квт* и более строятся на сверхкритические параметры пара 240 *ата* и 580°С.

Ниже мы рассмотрим конструкции отечественных чисто конденсационных турбин довоенного производства, выпущенных большими сериями, а также турбин послевоенного производства, расположив их в порядке возрастающих мощностей. Очень старые или уникальные конструкции турбин, не получившие широкого распространения, в этом издании книги опущены. Интересующихся ими отсылаем к предыдущим изданиям книги.

Конструкции турбин специальных типов (с противодавлением, с регулируемым отбором пара и т. д.) будут рассмотрены в гл. 6 этой книги.

Турбина АК-3,5 (рис. 4-1 и 4-1а) имеет максимально длительную мощность 3 500 *квт* при 3 000 *об/мин* и рассчитана на работу паром с давлением 16 *ата* при 350°С. Турбины этого типа строились ЛМЗ в течение ряда лет под маркой ОК-30 и хорошо зарекомендовали себя как надежные и несложные машины. Кировским заводом в довоенные годы также было выпущено свыше 50 таких турбин.

Как видно из чертежа, эта турбина активная, с двухвечевым диском в первой ступени и четырьмя одновечевыми дисками. Диски закреплены на валу посредством разрезных конических втулок (рис. 3-51, в). Критическое число оборотов ротора 2 100 *об/мин*; следовательно, вал гибкий. Вал турбины опирается на два самоустанавливающихся подшипника и соединен с ротором генератора посредством подвижной муфты кулачкового типа. Сегментный упорный подшипник помещен на самом конце вала, где работа его может легко контролироваться¹.

Корпус турбины весь чугунный, так же как и все диафрагмы. Он подвешен к стойкам подшипников, причем смещение его в сторону предупреждается вертикальными шпонками. При расширении корпуса от нагревания передний подшипник, направляемый горизонтальной шпонкой, скользит по фундаментной раме.

Концевые уплотнения лабиринтовые обычного типа; пар из переднего уплотнения отводится в заднее, а при избытке часть его перепускается в конденсатор (рис. 3-22).

Турбина имеет сопловое регулирование. Масляный насос подает масло в систему регулирования с давлением 5 *ата* и через маслораспределительный клапан с давлением 1,4 *ата* — в подшипники.

Схема регулирования приведена на рис. 4-2. Для простоты на этой схеме изображен только один сопловый клапан из пяти, имеющихся у турбины. Центробежный регулятор посредством червячной передачи приводится во вращение со скоростью 308 *об/мин* от вала турбины. Нижний конец регуляторного вала вращает ведущую шестерню главного масляного насоса, подающего масло под давлением 5 *ата* в маслораспределительный клапан. Этот клапан, назначение которого — создать в масляной системе два различных давления, состоит из корпуса с тремя камерами и собственно клапана с грузом. Из нижней камеры масло непосредственно идет в систему регули-

¹ Турбины этого типа первых выпусков имели греческие упорные подшипники.

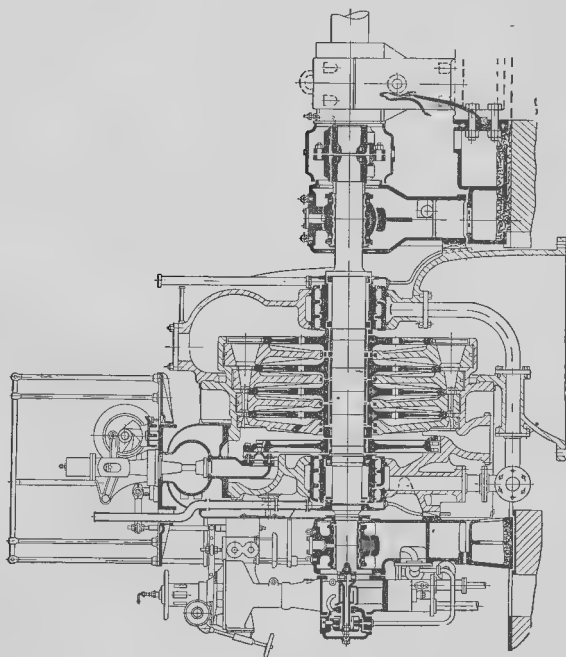


Рис. 4-1 Продольный разрез турбины Кировского завода типа АК-3,5 мощностью 3 500 кет, 3 000 об/мин.

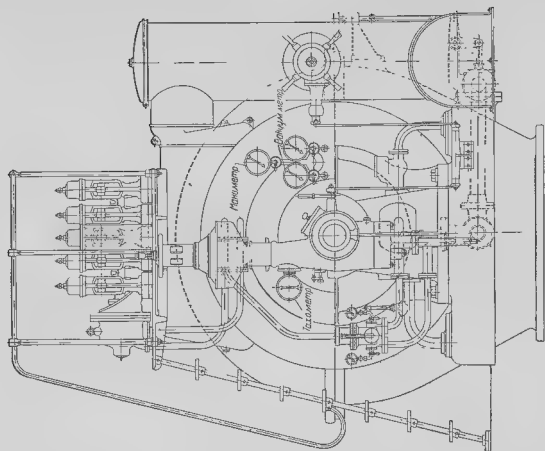


Рис. 4-1а. Вид спереди турбины АК-3,5.

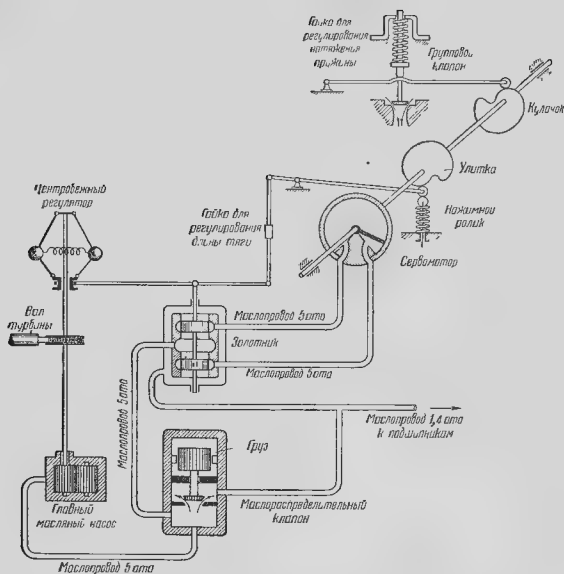


Рис. 4-2 Схема регулирования турбины АК 3,5.

рования (к золотнику сервомотора); в среднюю камеру оно может попасть, приподняв клапан с грузом. Вес груза рассчитан так, чтобы в нижней камере всегда сохранялось давление не ниже 5 ата. Из средней камеры масло с пониженным давлением идет в систему смазки.

Регулирование осуществляется введением в действие и выключением отдельных групп сопел. Регулирующие (сопловые) клапаны управляются кулачковым валом, непосредственно соединенным с валом сервомотора ротативного (вращательного) типа.

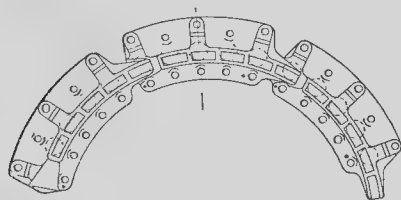


Рис. 4-3. Сопловые сегменты.

Сопла части высокого давления (регулирующей ступени) литые чугунные и выполнены в виде сегментов (рис. 4-3); подвод пара к каждой группе сопел управляется отдельным клапаном (рис. 4-4 и 4-5).

Сопловые сегменты укреплены на приливах клапанной коробки своеобразной конструкции, вставляющейся сверху в корпус турбины и несущей также и наружные органы регулирующего устройства. В свою очередь к сопловым сегментам прикреплены болтами сегменты направляющего аппарата двухвального диска (рис. 4-5) первой ступени давления.

Эта конструкция имеет то преимущество, что для ремонта или осмотра сопел, клапанов или направляющего аппарата нет необходимости вскрывать турбину, так как все устройство целиком легко

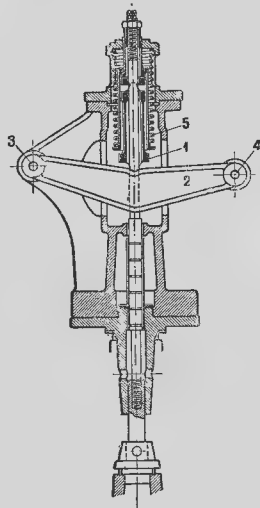


Рис. 4-4. Групповой (сопловой) клапан.

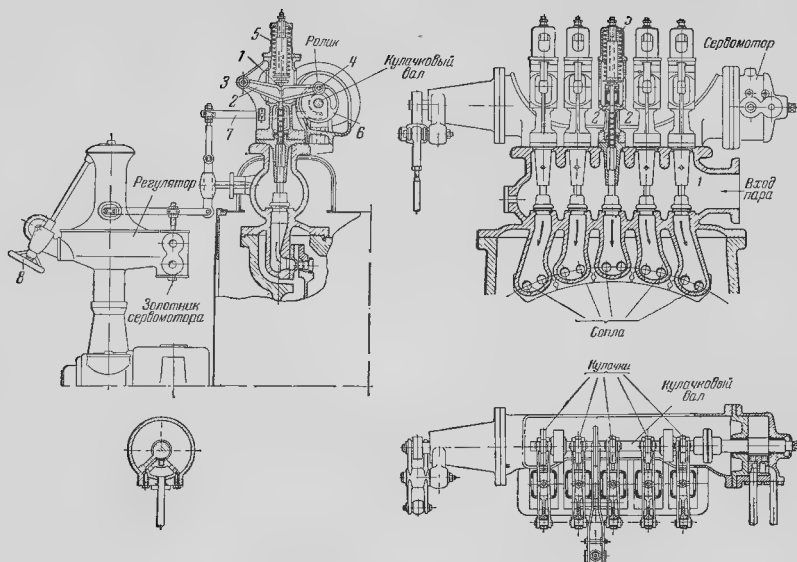


Рис. 4-5. Механизм регулирования.

1 — ступка клапана, 2 — рычаг для подъема клапана, 3 — ось вращения рычага; 4 — ролик, 5 — пружина клапана; 6 — шайба с прорезом (улитка); 7 — передаточный рычаг; 8 — маховичок для регулирования числа оборотов от нуля.

вынимается из ее корпуса; с другой стороны, верхнюю половину корпуса можно поднять вместе с сопловой коробкой и клапанами, не демонтируя их.

Сопла части низкого давления образуются соответствующим образом изогнутыми стальными лопатками, залитыми в тело диафрагм.

Через автоматический стопорный клапан пар поступает в клапанную коробку (рис. 4-5), в которой помещается несколько одинаковых по размерам и конструкции клапанов, при-

крывающих доступ пара к отдельным группам сопел. На шток каждого клапана надет

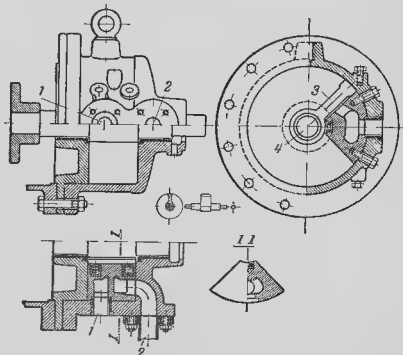


Рис. 4-7. Масляный сервомотор.

1, 2 — каналы для впуска или выпуска масла; 3 — крыльчатый поршень, 4 — вал сервомотора.

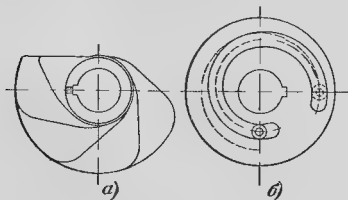


Рис. 4 6 Кулачки и улитка механизма регулирования.

штулка 1 (рис. 4-4 и 4-5), упирающаяся двумя призматическими выступами в щеки рычага 2, расположенные по обеим сторонам штока клапана.

При помощи оси 3 рычаг 2 присоединен к крошечной крышке клапана, а концом 4, снабженным роликом, покоится на соответствующем выступе кулачкового вала, к которому он прижимается пружиной 5.

Очертания и расположения кулачковых выступов показаны на рис. 4-6,а.

Штулка 1, имеющая и в верхней части два призматических выступа, преобразует вращательное движение рычага вокруг оси 3 в прямолинейное движение шпинделя, предохраняя последний от изгиба.

При изменении нагрузки турбины центробежный регулятор воздействует на золотник сервомотора; последний выпускает масло под давлением в один из двух маслопроводов, соединяющих его с цилиндром сервомотора, одновременно давая маслу вытекать из цилиндра по другому маслопроводу. Масло поступает в каналы 1 и 2 (рис. 4-7) и поворачивает в ту или другую сторону крыльчатый поршень 3 вместе с валиком 4, на котором он заклинен. Валик 4 жестко связан с кулачковым валом, и при его вращении клапаны постепенно открываются или закрываются в определенной последовательности, зависящей от профиля и относительного расположения кулачков.

Посередине кулачкового вала насажена шайба 6 (рис. 4-5) со спиральным прорезом, в котором скользит конец рычага 7, соединенного тросами с золотником сервомотора; при вращении вала конец рычага поднимается или опускается и возвращает золотник в среднее положение, устанавливая тем самым состояние равновесия всей системы. Шайба с прорезом, обычно называемая улиткой, показана отдельно на рис. 4-6,б.

На рис. 4-8 изображен в разрезе центробежный регулятор. Грузы 1 регулятора качаются на призмах 2. Движения их передаются при помощи наклонных рычагов шпинделю 3 и муфте 4, к которой присоединен горизонтальный рычаг, связанный с золотником сервомотора. Повышение числа оборотов вала регулятора сопровождается расхождением грузов и подъемом муфты, которому оказывают противодействие главная пружина 5 и добавочная 6.

Регулятор имеет приспособление для изменения числа оборотов от руки вращением маховичка 7, чем изменяется натяжение пружины 6. Это требуется при включении турбогенератора на параллельную работу, или

когда нужно изменить нагрузку турбогенератора, работающего на общую сеть с другими турбогенераторами. Для этой цели может быть использован также маховичок 8.

Турбина имеет штуцер для регулируемого отбора пара из камеры за двухвентечным диском.

При начальных параметрах пара 16 атм, 350°С, температуре охлаждающей воды 15°С и количестве ее не менее 1 100 м³/ч гарантируются следующие расходы пара:

Нагрузка генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора при $\cos\varphi=0,8\%$	Удельный расход пара (без регенерации), <i>кг/квт-ч</i>
3 500	95,0	5,83
3 000	94,4	5,75
2 250	93,1	6,03

Турбина СН-26 (АК-4) НЗЛ

Турбина СН-26 (АК-4) мощностью 4 000 *квт* при 5 000/1 000 *об/мин*, представляющая собой бесподвальную турбину с редуктором (зубчатой передачей), изображена на рис. 4-9

Производство этих машин было освоено Ленинградским Кировским заводом, а затем передано на Невский завод им. Ленина.

Эти турбины рассчитаны для работы паром, имеющим давление 16 атм и температуру 350°С.

Как известно, турбогенераторы обычно имеют следующее расположение отдельных частей: турбина и генератор устанавливаются на общем фундаменте, а конденсатор помещается под ними в подвальной этажке; там же устанавливаются и вспомогательные механизмы (насосы, подогреватели и т. д.).

Это расположение имеет следующие недостатки, которые могут стать существенными, если мощность установки невелика.

1. Необходимо обслуживать механизмы, расположенные в разных помещениях.

2. Необходимы отдельные двигатели для вспомогательных механизмов

3. Установка занимает много места.

В описываемой конструкции турбина и конденсатор соединены в одно целое, а вспомогательные механизмы приводятся в действие от главного вала. В результате для установки турбогенератора не требуется подвального помещения, стоимость фундамента уменьшается в несколько раз и высота машинного зала может быть взята почти вдвое меньше, чем для машин нормального типа.

Это имеет большое значение в случае отсутствия места для установки нормального турбогенератора, а также в специальных (например, транспортных) установках.

На рис. 4-9 показано расположение частей турбогенератора такого типа

Как видно из рис. 4-10, турбина присоединена к зубчатой передаче со стороны высокого давления, а регулирование турбины расположено со стороны части низкого давления турбины; это является отклонением от нормальных конструкций.

К концу вала генератора за возбудителем присоединен циркуляционный насос; конденсатный насос вертикального типа приводится в действие специальным валком. Паровая коробка установлена на конденсаторе (рис. 4-9). Ось конденсатора перпендикулярна оси турбины. Под конденсатором расположен масляный бак.

Рассматриваемая турбина — активного типа; она имеет один двухвечный диск девять ступеней давления за ним.

Уплотнение стороны высокого давления — комбинированное; наружная часть его — гидравлическая, а внутренняя — лабиринтовая, елочного типа. Уплотнение со стороны низкого давления — гидравлическое.

Корпус турбины разнимается в горизонтальной плоскости; верхняя половина (крышка) имеет разъем и в вертикальной плоскости. Нижняя половина корпуса отлита заодно с верхней частью конденсатора; в ней имеется штуцер, к которому посредством волнистого компенсатора присоединен подогреватель питательной воды; через этот штуцер поступает пар из камеры за седьмой ступенью.

Сопла всех ступеней турбины, за исключением первой (регулирующей), образуются залитыми в тело диафрагм лопатками.

Рабочие лопатки ступеней высокого давления выполнены из стали с содержанием никеля 5%; лопатки ступеней низкого давления — из нержавеющей стали.

Пусковой клапан турбины является одновременно и автоматическим стопорным; он установлен вместе с двумя регулирующими (сопловыми) клапанами на конденсаторе рядом с турбиной. Пар подводится к турбине от каждого из сопловых клапанов по особому паропроводу, изогнутому для лучшей компенсации температурных удлинений.

При нагревании корпус расширяется в сторону конденсатора, установленного на гибких опорах.

Ротор турбины соединен с валом редуктора посредством пружинной муфты. Рядом

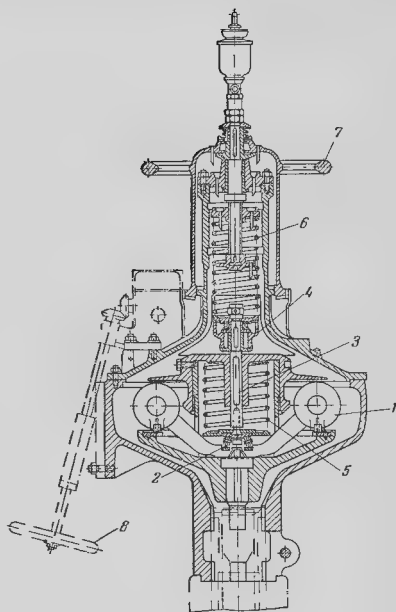


Рис. 4-8. Центробежный регулятор скорости.

с муфтой расположен упорный подшипник сегментного типа.

Турбина рассчитана на рабочее число оборотов 5000 об/мин. Регулирующий механизм ее отличается особой чувствительностью; необходимость в этом диктуется следующими соображениями: у мощных турбин с дисками большого диаметра ротор служит маховиком, выравнивающим неточность работы регулятора; у быстроходных турбин описываемого типа с малыми диаметрами дисков маховое действие ротора недостаточно; поэтому и необходимо выполнять регулирующий механизм с наибольшей возможной чувствительностью и точностью его действия.

Регулятор изображен в разрезе на рис. 4-11; особенною его является то, что золотниковый механизм сервомотора и центробежный регулятор соединены в нем в одно целое без обычно применяемой рычажной передачи.

Вертикальный вал 1 регулятора приводит в вращение от вала турбины посредством червячной передачи 2; нижним концом вал

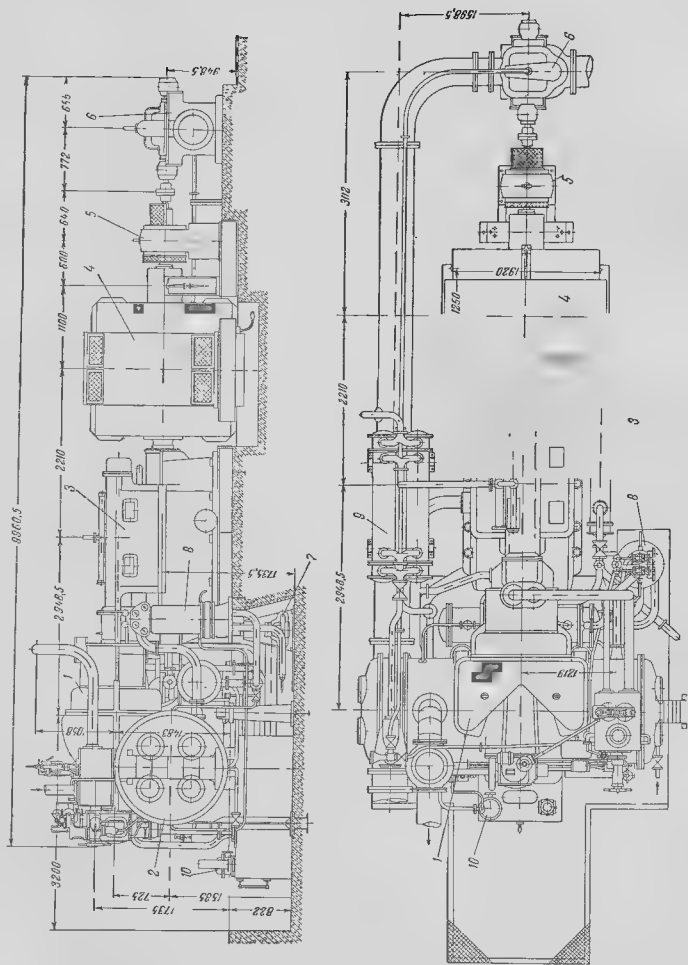


Рис. 4-9. Расположение главных и вспомогательных механизмов бесподвального турбогенератора СН-36 мощностью 4 000 квт.
 1 — турбина; 2 — конденсатор; 3 — редуктор; 4 — генератор; 5 — циркуляционный насос; 6 — воздушитель; 7 — конденсатный насос; 8 — пароструйный эжектор; 9 — маслоуловитель; 10 — масляный насос.

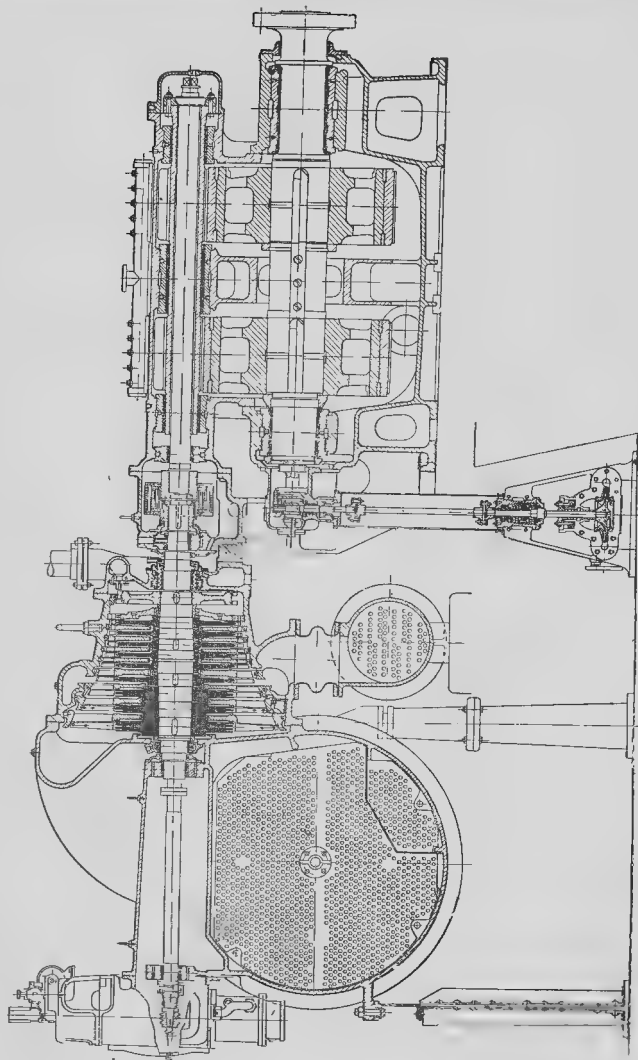


Рис. 4-10 Продольный разрез бесподвальной турбины СН-26 мощностью 4 000 кет, 5 000/1 000 об/мин.

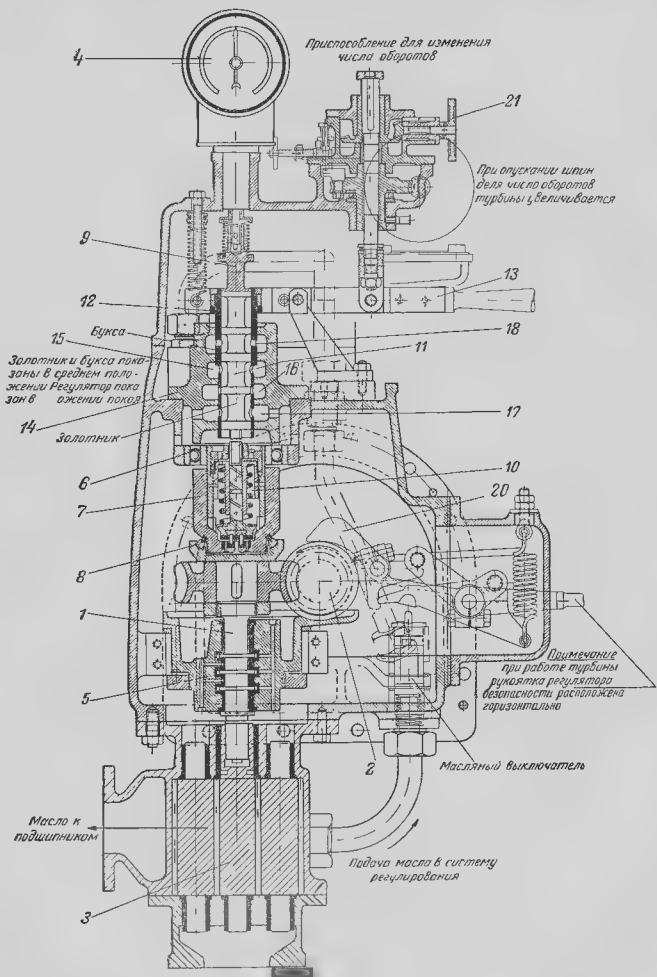


Рис. 4-11. Разрез регуляторной колонки турбины СН 26.

приводит в действие масляный насос 3 и верхним концом (посредством шпинделя 9) — тахометр 4. Вес вращающихся частей регулятора и осевое усилие от червячной передачи воспринимаются гребенчатым подшипником 5; непосредственно над грузами помещен опорный шариковый подшипник 6. Грузы 7 регулятора имеют форму перевернутой буквы Г и опираются на призмочки 8; стремясь разойтись при вращении регулятора, грузы преодолевают сопротивление пружины 10 и приподнимают вращающийся вместе с валом шпиндель 9, на конце которого насажен на шпонке золотник 11. Таким образом, золотник 11 получает вращательное движение от вала регулятора, а движение его вверх или вниз зависит от положения грузов 7, т. е. от изменения скорости вращения главного вала турбины.

Букса 12 золотника соединена рычагом 13 с поршнем сервомотора (рис. 4-12), но имеет возможность вращения внутри золотникового цилиндра 14; она вращается вместе с золотником 11, хотя с меньшей, чем он, скоростью, увлекаемая существующим между ними слоем масла, вращающегося вместе с золотником. Таким образом, букса 12 получает вращательное движение от золотника 11, а перемещение ее вверх или вниз зависит от движения рычага 13. Вращательное движение золотника и втулки повышает чувствительность регулятора и уменьшает возможность заедания этих деталей.

Масло поступает под давлением в камеру 15; камера 16 соединена трубкой с нижней частью цилиндра сервомотора и служит для подачи масла в последний, а камеры 17 и 18 — для слива масла. Форма золотника выбрана такой, что допускает в зависимости от его положения сообщение между отдельными камерами. При увеличении числа оборотов турбины грузы расходятся и передвигают золотник 11 вверх; при этом открываются окна буксы 12 так, что масло получает возможность из камеры 16 перейти в камеру 17; давление масла на поршень сервомотора уменьшается, и он опускается вниз, прикрывая регулирующий (сопловой) клапан. Движение поршня сервомотора вниз вызывает перемещение вверх связанной с ним рычагом 13 буквы 12, благодаря чему постепенно закрывается окно, через которое масло переходит из камеры 16 в камеру 17, и наступает равновесие между движущей силой и нагрузкой турбины при соответствующем числе оборотов.

При уменьшении числа оборотов турбины процесс протекает в обратном порядке: золотник 11 опускается вниз и устанавливает со-

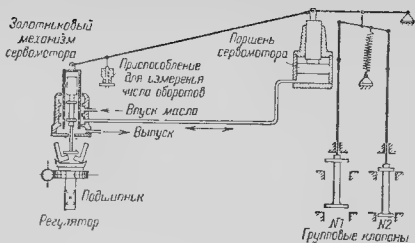


Рис. 4-12. Схема регулирующего устройства турбины СП-26

общение между камерами 15 и 16; масло поступает под поршень сервомотора и, поднимая его, увеличивает открытие регулирующего клапана. Одновременно букса 12 опускается вниз и постепенно закрывает окно, через которое сообщаются камеры 15 и 16, тем самым устанавливая положение равновесия.

Предохранительный выключатель турбины бойкового типа (рис. 3-94) вступает в действие при повышении числа оборотов примерно на 10% сверх нормального; он воздействует на рычаг 20, связанный с клапанами маслопроводов системы регулирования; при открытии этих клапанов давление масла резко понижается, что вызывает закрытие паровпускных клапанов и главного стопорного клапана. Вращением маховика 21 можно изменить в некоторых пределах число оборотов турбины от руки, так как перемещение рычага 13 вызывает перемещение буксы 12.

Из схемы регулирующего устройства, изображенной на рис. 4-12, ясно, что, передвигая конец пружины, присоединенной к рычагу между паровпускными клапанами, в ту или иную сторону от оси качания рычага, можно изменить порядок открытия клапанов.

Перестановка пружины производится от руки посредством особого рычага. Это устройство дает возможность пользоваться группой сопел с меньшей пропускной способностью при длительной работе с малой нагрузкой и, следовательно, уменьшить потери на дросселирование пара.

Описанное регулирующее устройство оказалось вполне пригодным и для турбин мощностью 12000 кат. В частности, подобный регулирующий механизм был применен на турбинах АК-12, ранее выпускавшихся Кировским заводом.

Масло засасывается из масляного бака, расположенного под конденсатором турбины, насосом зубчатого типа и поступает под дав-

лением к регулирующему устройству непосредственно, а к подшипникам и редуктору — после понижения давления и охлаждения масла в маслоохладителе. Для подачи масла в подшипники при пуске турбины в ход имеет-ся вспомогательный насос

Редуктор, понижающий число оборотов с 5000 до 1000 в минуту, состоит из двух пар зубчатых колес с косыми зубцами. Зубчатые колеса меньшего диаметра (шестерни) фрезерованы из одного куска с верхним полым валом; большие — представляют собой чугунные колеса с насаженными на них стальными зубчатыми ободами.

Подшипники редуктора — жесткого типа; они имеют чугунные вкладыши, залитые баббитом

Передний конец корпуса редуктора служит опорой для части высокого давления турбины, а задний подшипник его является одновременно подшипником генератора

Конденсатный насос приводится в движение от вала малых оборотов редуктора.

Завод указывал следующие цифры удельного расхода пара для турбин СН-26.

при нагрузке	4000 квт	5,40 кг/квт·ч
"	3200 "	5,28 "
"	2400 "	5,60 "
"	1600 "	6,17 "

В эти величины входит расход пара на подогрев конденсата и на приведение в действие насосов.

В настоящее время выпуск турбины СН-26 прекращен и на замену их спроектирована турбина АК-4 на более высокие параметры пара.

Турбины АК-4 и АК-6 НЗЛ

Турбина АК-4 мощностью 4000 квт, 3000 об/мин спроектирована Невским заводом им. Ленина — НЗЛ (гл. конструктор С. А. Быченков) в соответствии со стандартом 1947 г. на начальные параметры пара 35 ата, 435° С.

Эти турбины проще в производстве и значительно экономичнее, чем турбины СН-26: при полной нагрузке расход пара турбины АК-4 НЗЛ составляет 4,72 кг/квт·ч вместо 5,40 кг/квт·ч турбины СН-26.

Турбина АК-4 (рис. 4-13) — активная, имеет двухступенчатую регулирующую ступень и а также 15 ступеней давления. Критическое число оборотов ротора — 1800 об/мин; следовательно, ротор гибкого типа (рабочее число оборотов выше критического числа оборотов). В конструкции турбины использованы прове-

ренные в отечественном турбостроении конструктивные узлы, со многими из которых мы уже познакомились в предыдущих разделах этой книги. К таким узлам нужно отнести опорно-упорный и опорный подшипники с центровочными колодками, концевые уплотнения елочного типа на пружинах, лопатки с Т-образным хвостом в первых ступенях и с рядовыми хвостами в последних ступенях и ряд других деталей.

Особенностью турбины является то, что диафрагмы вставлены не прямо в выточки корпуса, а в обоймы

Это несильно нагружает корпус и позволяет выполнить отливку более простой конфигурации и более легкой по весу. Кроме того, такая конструкция позволяет сравнительно просто осуществить изменения в проточной части без смены корпуса, что очень важно при унификации турбин нескольких типов

Диафрагмы первых семи ступеней давления — стальные, сварные. Диафрагмы части низкого давления литые чугунные с залыми стальными лопатками.

Соединительная муфта между турбиной и генератором — зубчатого типа.

Турбина имеет три нерегулируемых отбора пара для регенерации.

На рис. 4-14 * приведена схема регулирования турбины АК-4. На этой схеме мы видим уже знакомые нам элементы:

1) регулирующие (сопловые) клапаны, числом четыре, приводимые в действие ротативным сервомотором посредством кулачкового валика, подобно устройству турбины АК-3,5, описанному на стр. 138; разница заключается в том, что вращение крыла сервомотора в ту или иную сторону определяется в этой схеме положением золотника 1, подвешенного к сервомотору и управляемого давлением масла в маслопроводе 2; в свою очередь давление масла в линии 2 зависит от положения грузов центрального регулятора 3 и связанного с ним золотника 4, открывающего в большей или меньшей степени окна втулки, через которые происходит слив масла из системы;

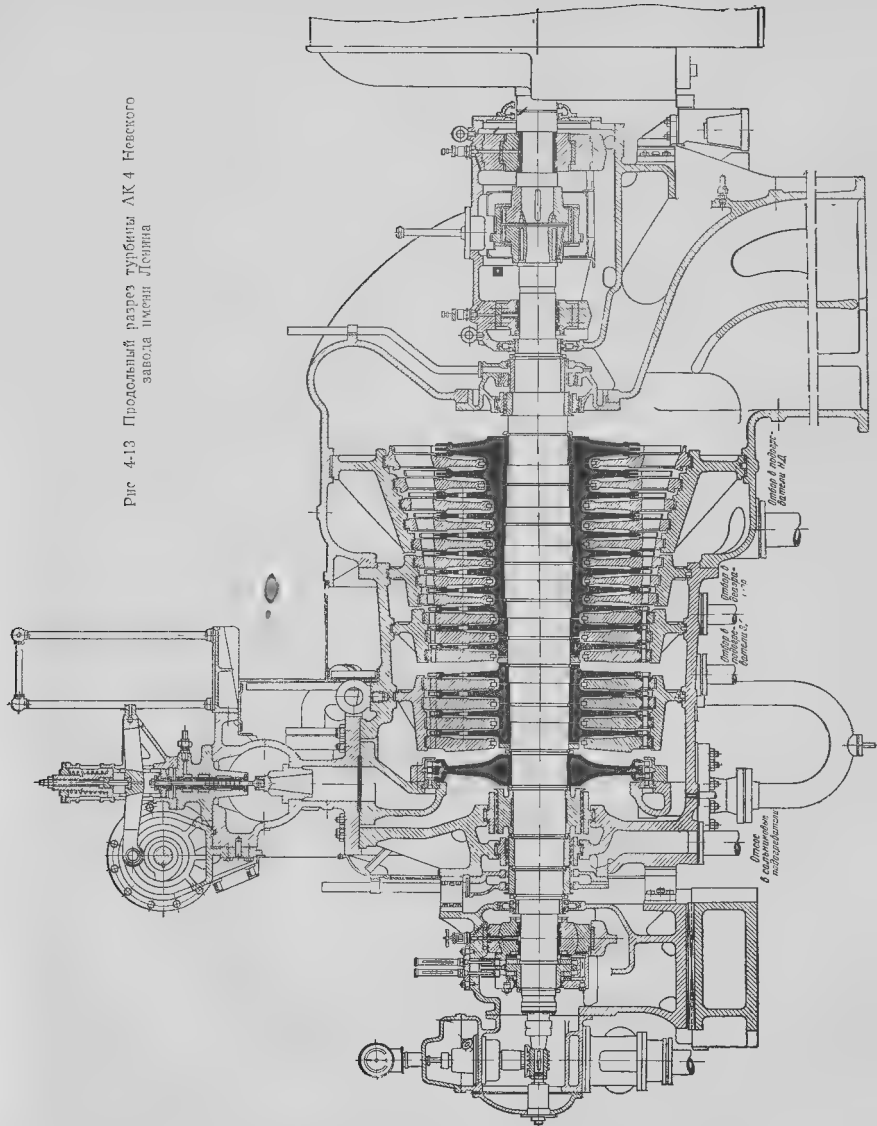
2) колонку центрального регулятора скорости, подобную описанной выше колонке турбины СН-26 (рис. 4-11);

3) автомат (реле) осевого сдвига, аналогичный по принципу действия автомату, описанному на стр. 123.

Регулятор безопасности и автомат осевого сдвига связаны импульсной масляной линией с быстрозапорным стопорным клапаном 5, который удерживается в открытом состоянии

* См. вклейку в конце книги

Рис 4-13 Продольный разрез турбины АК 4 Невского
завода имени Ломоносова



давлением масла под поршнем 6 и мгновенно захлопывается, как только откроется слив масла из полости под поршнем 6.

Турбина — подвального (нормального) типа, т. е. предназначена для соединения с конденсатором, установленным в подвале под турбиной.

Турбина АК-6 мощностью 6000 квт, 3000 об/мин конструкции Невского завода им. Ленина по начальным параметрам пара, конструктивному выполнению турбины и системы регулирования совершенно аналогична турбине АК-4 и отличается от нее только раз- мерами последних ступеней. Полный расход пара этой турбины 29 т/ч.

Турбина АК-24-1 (ТН-165) ЛМЗ

Турбина ТН-165 мощностью 24000 квт, 3000 об/мин изготовления Ленинградского металлического завода изображена в разрезе на рис. 4-15; она представляет собой двухкорпусную машину с очень развитой проточной частью.

Корпус высокого давления состоит из 20 ступеней давления, из которых первые 14 равного диаметра; корпус низкого давления имеет пять ступеней давления на восьми дисках.

В корпусе низкого давления пар, пройдя первые две ступени, разветвляется на два потока; один поток проходит напрямую через три последующие ступени.

Второй поток (около $\frac{1}{3}$ всего пара, поступившего в часть низкого давления), обогнув указанные выше ступени, попадает в три обычные ступени давления.

Предпоследняя ступень первого потока выполнена двухъярусной с выпуском части пара по наружному ярусу в конденсатор, минуя последнюю ступень. Сопла и рабочие лопатки двухъярусной ступени (рис. 4-16) имеют разные профили в нижней (внутренней) части 1 и в верхней (наружной) части 2, так что в наружной части срабатывается больший перепад давлений, а во внутренней — значительно меньший.

Верхняя часть каждой лопатки двухъярусной ступени отделена от нижней части порогом 3, выступающим с обеих сторон лопатки. В собранном лопаточном венце эти пороги (мостики) соседних лопаток соприкасаются, образуя сплошное кольцо, распределяющее паровой поток на две части. Лопатки связаны друг с другом посредством бандажа, а во многих случаях для большей жесткости прошиваются и проволочным бандажом.

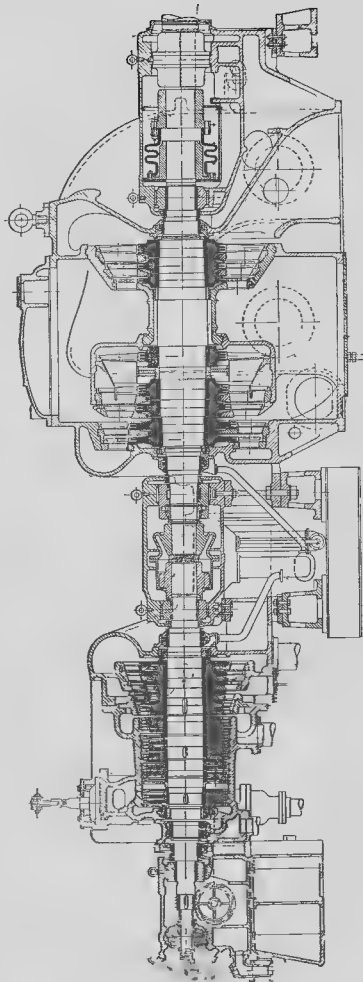


Рис 4-15. Продольный разрез двухкорпусной турбины типа ТН-165 (АК-24) мощностью 24000 квт, 3000 об/мин изготовления ЛМЗ

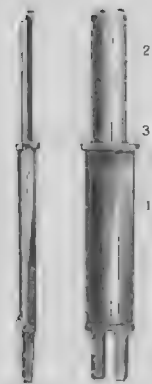


Рис. 4-16 Рабочая лопатка 1 двухъярусной ступени.

Сопла двухъярусной ступени также разделяются на две части кольцевой перегородкой 1 (рис. 4-17). Часть пара, проходящая через внешнее кольцевое пространство 2, расширяется благодаря особой форме соплового канала до давления, почти равного давлению в конденсаторе; кинетическая энергия этой части пара преобразуется в механическую работу на верхней 1 части 3 лопаток, после чего пар уходит в конденсатор.

Другая часть пара проходит через внутреннее кольцевое пространство 4 соплового аппарата и между нижними частями 5 рабочих лопаток. Он

расширяется в этой ступени до давления, значительно превышающего давление в конденсаторе, и лишь в последней ступени, проходя сопла 6 и лопатки 7, расширяется до давления в конденсаторе. Двухъярусную ступень описанного типа часто называют «ступенью Баумана» по имени ее изобретателя.

Применение двухъярусной ступени дает возможность увеличивать пропускную способность последних ступеней турбины в 1,5—1,6 раза по сравнению с одинарным выпуском при одинаковых значениях среднего диаметра и высоты лопаток.

Отрицательными сторонами такого выпуска пара являются сравнительно большие потери с выходной скоростью, большие потери в соплах наружной части двухъярусной ступени и сложность изготовления двухъярусных лопаток и диафрагм.

Изобретение двухъярусной ступени в свое время дало возможность существенно поднять предельную мощность (см. стр. 68) турбин.

В настоящее время успехи техники и в особенности металлургии позволяют создавать очень длинные лопатки последних ступеней (рис. 3-62), в связи с чем двухъярусные лопатки применяются только у самых крупных турбин (см., например, ПВК-200 ЛМЗ).

Все ступени турбины ТН-165 работают с некоторой степенью реактивности — от 5%

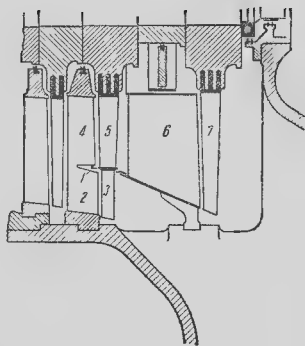


Рис. 4-17. Продольный разрез нижней части турбины с двухъярусной ступенью.

в первых до 50% в последних ступенях; в связи с этим ротор турбины испытывает значительное осевое давление, для компенсации которого использованы концевые уплотнения (рис. 3-24), имеющие ступенчатую форму и работающие как разгрузочные поршни. Кроме того, каждый ротор имеет свой упорный подшипник сегментного типа (рис. 3-42).

Роторы турбины соединяются подвижной кулачковой муфтой. Соединение с генератором производится при помощи полугибкой муфты.

Рабочие лопатки первых 16 дисков имеют Т-образные хвосты, входящие в соответствующие пазы в ободах дисков. Лопатки остальных ступеней имеют вилчатые хвосты и приклепаны к ободам дисков (рис. 3-70).

На рис. 3-96 был приведен разрез по центробежному регулятору и масляному насосу, показывающий расположение этих механизмов.

Концевые уплотнения корпуса высокого давления выполнены елочного типа с обеих сторон. Корпус низкого давления имеет комбинированное уплотнение с передней стороны и водяное уплотнение — со стороны выхлопного патрубка.

Турбина имеет дроссельное парораспределение, скобинированное с обводным для перегрузки машины. Свежий пар подводится к паровой коробке (рис. 4-18), установленной сбоку турбины; в этой коробке имеются автоматический стопорный (рис. 4-19) и дроссельный клапаны. Дроссельный клапан регулирует поступление пара в турбину в пределах нагрузки до 20 000 кВт, после чего вступают

¹ На рис. 4-17 изображена нижняя часть турбины, поэтому хвосты рабочих лопаток направлены вверх. Тем не менее мы придерживаемся той же терминологии, что и в описании к рис. 4-16

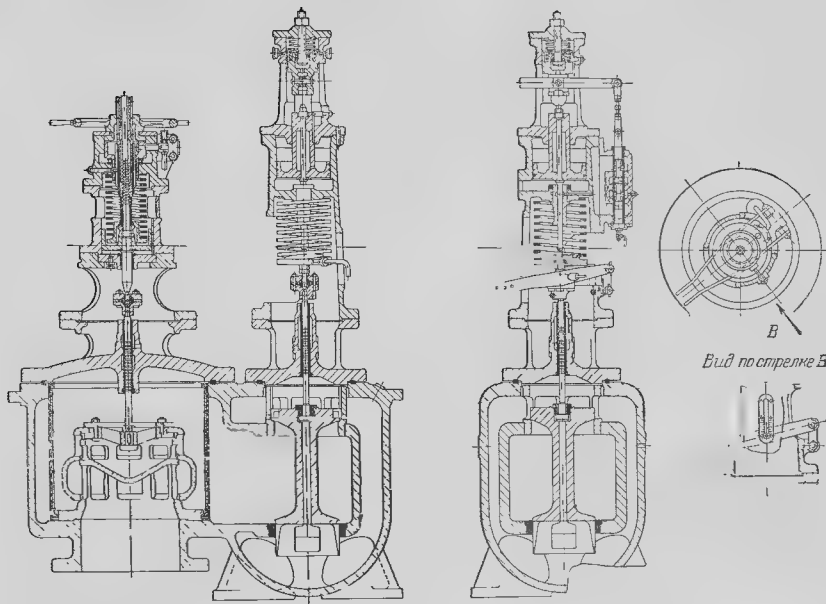
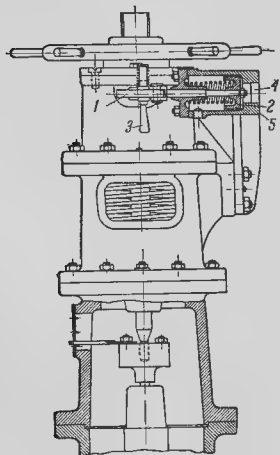


Рис. 4-18. Паровая коробка турбины ТН-165.



в действие перегрузочные клапаны, расположенные на корпусе высокого давления. Эти клапаны впускают свежий пар через обводной трубопровод непосредственно в четвертую ступень давления.

Схема регулирования этой турбины приведена на рис. 4-20. При возрастании нагрузки турбины число оборотов уменьшается и грузы регулятора 18 сближаются, вследствие чего муфта регулятора, отходя влево, переставляет вниз золотник 15, с которым она связана системой тяг и рычагов. Масло высокого давления получает доступ в нижнюю полость цилиндра сервомотора и поднимает поршень вместе с дроссельным клапаном; подача пара в турбину увеличивается. Обратная перестановка золотника в среднее положение осуществляется рычагом 7, связанным со штоком

Рис. 4-19. Колонка стопорного клапана турбины ЛМЗ
1 — серга с прорезом; 2 — поршень масляного выключателя;
3 — ручка, 4 — присоединение к маслопроводу; 5 — корпус выключателя.

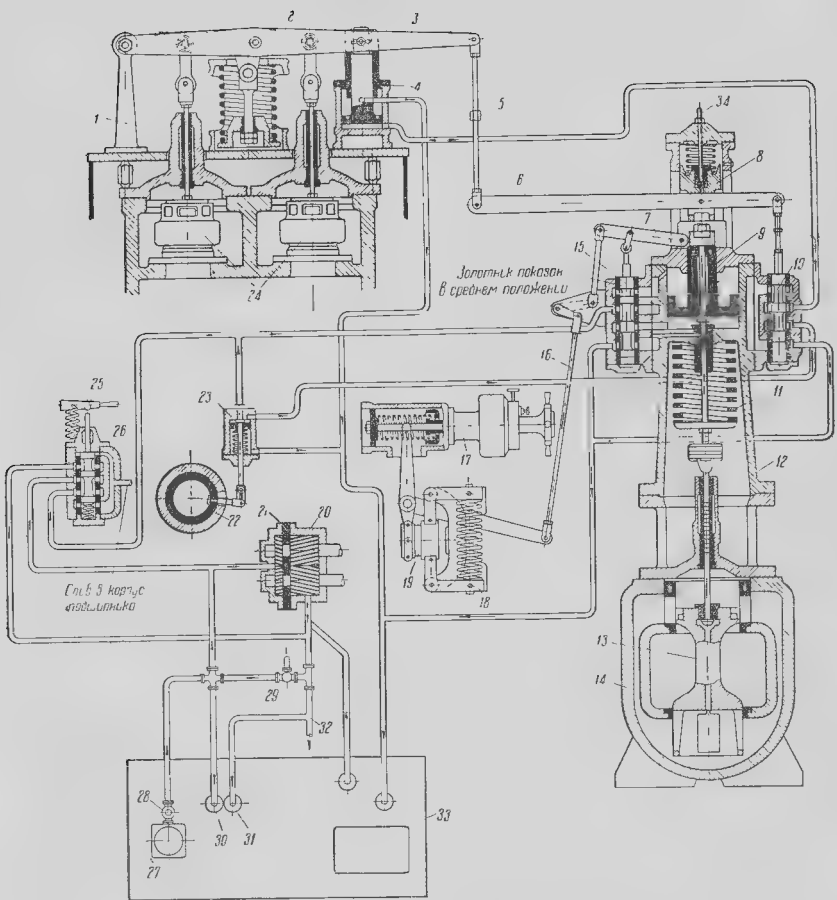


Рис. 4-20. Схема регулирования турбины ТН-165.

1 — перегрузочное устройство; 2 — коромысло для подвеса перегрузочных клапанов; 3 — рычаг перегрузочного устройства; 4 — сервомотор перегрузочных клапанов; 5 — тяга; 6 — рычаг обратной связи перегрузочного устройства; 7 — рычаг обратной связи дроссельного клапана; 8 — букса; 9 — сервомотор дроссельного клапана; 10 — золотник дроссельного клапана; 11 — пружина сервомотора дроссельного клапана; 12 — колонка дроссельного клапана; 13 — муфта дроссельного клапана; 14 — паровая коробка; 15 — золотник дроссельного клапана; 16 — тяга; 17 — приспособление для измерения числа оборотов; 18 — регулятор скорости; 19 — муфта регулятора; 20 — масляный зубчатый насос низкого давления для системы смазки; 21 — масляный зубчатый насос высокого давления для системы регулирования; 22 — выключающий механизм автоматического стопорного клапана; 23 — масляный выключатель к 22; 24 — перегрузочные клапаны; 25 — выключающий рычаг; 26 — золотник предохранительного регулятора; 27 — масляный пусковой турбонасос; 28 — обратный клапан; 29 — редукционный клапан для масла; 30 — предохранительный клапан высокого давления; 31 — предохранительный клапан низкого давления; 32 — маслопровод к подшипникам; 33 — масляный бак; 34 — установочный винт с контргайкой для буксы 8

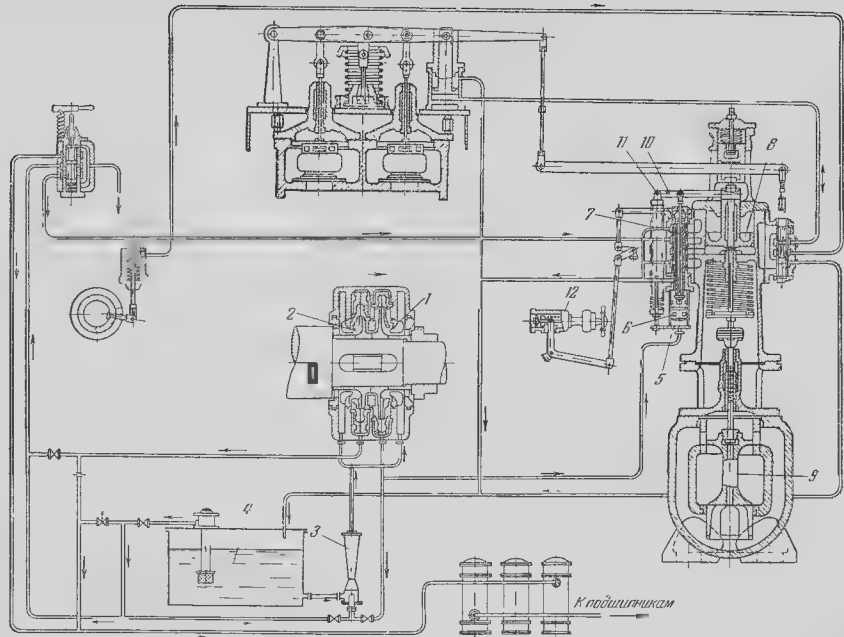


Рис 4-21. Схема гидродинамического регулирования, разработанная ВТИ им. Дзержинского для турбин ТН-165.

поршня сервомотора и со штоком золотника; поршень сервомотора, поднимаясь, тянет вверх и золотник. Подъем дроссельного клапана прекращается, как только золотник вернется в свое среднее положение. При повышении числа оборотов турбины весь процесс будет протекать аналогично, но в обратных направлениях.

Закрывание дроссельного клапана происходит под действием пружины, расположенной под сервомотором

Открывание перегрузочных клапанов управляется золотником 10, который вступает в действие, когда поршень сервомотора, полностью открыв дроссельный клапан, продолжает подниматься и нажимает на букву 8. В этой букве расположена ось качания рычага 6, правый конец которого связан с перегрузочным золотником 10, а левый — посредством тяги 5 и рычага 3 — с поршнем сервомотора 4. При поднимании буквы 8 рычаг 6 тянет вверх золотник 10, вследствие чего масло поступает под

поршень 4 и клапаны 24 начинают открываться. Подъем поршня 4 вызывает перемещение вверх левого конца рычага 6, вследствие чего правый конец переставляет золотник 10 обратно в среднее положение.

Перегрузочные клапаны висят на коромысле 2, эксцентрично подвешенном к рычагу 3 и нагруженном пружиной. Поэтому сначала открывается правый по схеме клапан, а затем — левый.

Названия отдельных деталей написаны под схемой.

Описанная схема регулирования в настоящее время заменена на ряде турбин ТН-165 более совершенной системой гидродинамического регулирования, разработанной Всесоюзным теплотехническим институтом им. Дзержинского¹.

¹ За разработку и внедрение гидродинамической системы регулирования паровых турбин научным сотрудникам ВТИ В. Н. Веллеру, А. В. Щегляеву и Г. А. Киракосянц прижудена государственная премия.

Как видно из схемы рис. 4-21, в новой системе оставлены дроссельный и перегрузочные клапаны и некоторые другие элементы прежней конструкции. Принципиальное изменение заключается в том, что регулятор скорости механического типа и зубчатый главный масляный насос заменены двохвальным центробежным насосом, оба колеса которого посажены на вал турбины, а корпус размещен в стуле переднего подшипника. Каждое из колес насоса выполняет самостоятельную роль: колесо 1 служит в качестве регулятора скорости и подает масло в импульсную линию системы регулирования, причем давление масла изменяется пропорционально квадрату угловой скорости колеса; колесо 2 подает масло в силовую часть системы (к сервомоторам паровпускных клапанов) и на смазку подшипников турбины.

От колеса 1 масло подводится также к эжектору 3, назначение которого — подкачивать масло из бака 4 и подавать его с небольшим напором (около 0,2 атм) во всасывающие патрубки насоса. Это устройство имеет своей целью повышение надежности работы насоса и системы регулирования путем предупреждения подсоса воздуха в систему регулирования, что могло бы иметь место в случае вакуума во всасывающих линиях перед насосом.

При понижении числа оборотов турбины из-за возрастания нагрузки давление масла, подаваемого насосом 1 в нижнюю полость регулятора давления 5, понижается. Поршень 6 регулятора под действием пружины смещается вниз, что вызывает опускание золотника 7, открывающего доступ масла из «силового» линии под поршень 8 сервомотора дроссельного клапана 9. Поршень 8 поднимается и увеличивает открытие дроссельного клапана 9, что вызывает увеличение мощности турбины. Подъем поршня сервомотора влечет за собой перемещение рычага 10 обратной связи, который, поворачиваясь на оси 11, приводит золотник 7 обратно в среднее положение.

При повышении числа оборотов процесс протекает в обратном направлении.

Синхронизатор 12 служит для изменения числа оборотов турбины от руки. Системой рычагов он связан с втулкой золотника 7 и может опускать или поднимать ее относительно золотника, устанавливая среднее положение его при более высоком или более низком числе оборотов.

Применение гидродинамической системы регулирования на турбинах ТН-165, помимо повышения чувствительности регулирования, позволяет отказаться от червячной передачи

к регулятору и масляному насосу, которая склонна к расцентровке и быстрому износу.

Завод гарантировал для турбины ТН-165 следующие цифры удельного расхода пара при $p_0 = 26 \text{ атм}$ и $t_0 = 375^\circ \text{C}$:

при нагрузке	10 000 квт		4,88 кг/квт·ч
"	15 000 "		4,74 "
"	20 000 "		4,65 "
"	24 000 "		4,75 "

Турбина имеет четыре нерегулируемых отбора пара.

Турбина ТН-165 сложна, занимает много места и дорого обходится в производстве. В связи с этим производство этих турбин в 1938 г. прекращено и временно заменено выпуском описанных ниже турбин АК-25-2 конструкции ЛМЗ, а в последнее время турбин типа ВК-25. Однако выпуск большой серии турбин ТН-165 Ленинградским металлургическим заводом сыграл большую роль в развитии отечественного турбостроения.

Турбина АК-25-2 ЛМЗ

Турбина АК-25-2 (рис. 4-22) представляет собой двухкорпусную машину, построенную на базе выпущенной ранее теплофикационной турбины АТ-25-1 (ДКО-185) путем небольшой переделки последней (уменьшено на одну число ступеней в корпусе высокого давления, упразднено регулирование давления отбираемого пара). Турбина АК-25-2 имеет экономическую мощность 20 000 квт и рассчитана на работу свежим паром $p_0 = 29 \text{ атм}$, $t_0 = 400^\circ \text{C}$ при давлении отработавшего пара $p_2 = 0,04 \text{ атм}$.

Корпус высокого давления состоит из 20 одновечечных активных ступеней, корпус низкого давления — из пяти активных ступеней. Роторы турбины, как и в других турбинах ЛМЗ, соединены между собой пружинной муфтой, а с ротором генератора — полугибкой муфтой. Турбина имеет два сегментных упорных подшипника, из которых один опорно-упорный. Уплотнение вала — лабиринтовое, елочное, обычного типа ЛМЗ.

Корпус турбины в части высокого давления (до 16-й ступени) стальной; остальная часть корпуса высокого давления и весь корпус низкого давления — чугунные. Диски посажены непосредственно на вал в горячем состоянии. Лопатки в первых 15 ступенях имеют Т-образную посадку, а в остальных — приклепаны к дискам. Диафрагмы корпуса высокого давления — стальные с наборными фрезерованными соплами. Диафрагмы корпуса низкого давления чугунные с залитыми лопатками.

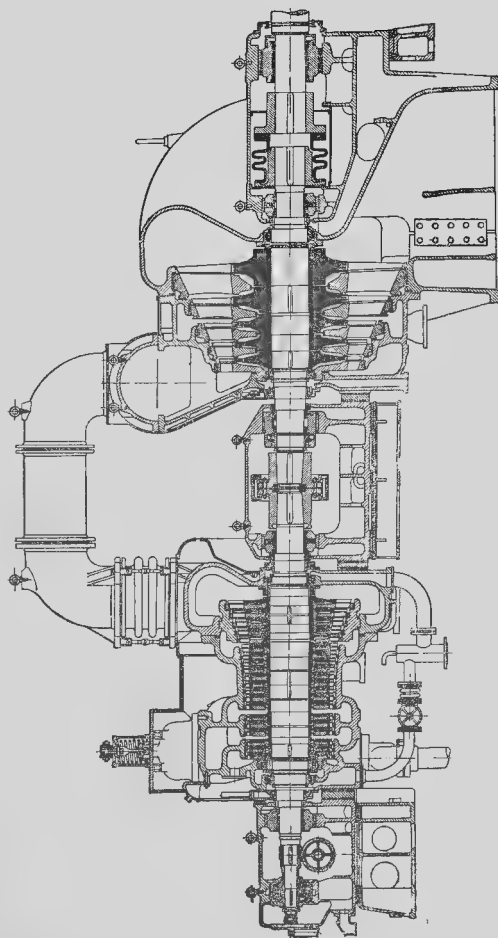


Рис. 4-22. Продольный разрез турбины ЛМЗ типа АК-25-2 мощностью 25 000 кет. 3 000 об/мин.

Корпус высокого давления подвешен между стойками переднего и среднего подшипников. Фундаментная плита под передним подшипником — литая чугунная, а под средним подшипником — сварная. Для разгрузки задних лап корпус высокого давления имеет дополнительные боковые опоры, под которые заложены пружинные амортизаторы, опирающиеся на фундамент.

Турбина имеет дроссельное парораспределение с двумя перегрузочными обводными клапанами, подобное парораспределению турбины ТН-165. Небольшое различие между ними заключается в том, что регулирование турбины АК-25-2 допускает изменение в некоторых пределах степени неравномерности с целью получения наиболее устойчивой параллельной работы с турбинами других типов.

Завод гарантировал следующие расходы пара с допуском 5% при $p_0 = 29 \text{ ата}$, $t_0 = 400^\circ \text{С}$, температура охлаждающей воды 25°С и расходе ее $5500 \text{ м}^3/\text{ч}$:

при нагрузке	10 000 <i>квт</i>		4,92 <i>кг/квт·ч</i>
"	15 000 "		4,74 "
"	20 000 "		4,73 "
"	25 000 "		4,88 "

Турбина ВК-25-1 ЛМЗ

Турбина ВК-25-1 (К-25-90) мощностью 25 000 *квт* является одним из типов унифицированной серии паровых турбин высокого давления ЛМЗ, включающих в себя семь различных типов турбин, рассчитанных на давление свежего пара 90 *ата* и температуру 500°С .

В эту серию кроме ВК-25-1 входят конденсационные турбины ВК-50-1, ВК-100-2 и ВК-100-6, турбины с противодавлением ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4, турбины с одним отбором пара ВТ-25-4 и турбины с двумя отборами пара ВПТ-25-3.

Все эти турбины рассчитаны на 3 000 *об/мин* и имеют много одинаковых деталей.

Турбина ВК-25-1 (рис. 4-23*) однокорпусная, имеет одну двухвенечную регулирующую ступень и 18 ступеней давления. Ротор турбины гибкий, критическое число оборотов около 2 200 *об/мин*. Регулирующий диск и последующие 10 одновенечных дисков откованы заодно с ротором, последние восемь дисков — насадные. Ротор турбины соединен с ротором генератора полужесткой муфтой.

Турбина имеет сопловое регулирование с четырьмя регулируемыми клапанами, два из которых расположены по бокам турбины.

При изменениях нагрузки турбины центробежный регулятор скорости переставляет

золотник 1 (рис. 4-24*), управляющий сервомотором 2. Перемещаясь вверх или вниз, поршень сервомотора 2 посредством качающегося рычага 3 передвигает тягу 4 с зубчатой рейкой, которая поворачивает в нужную сторону кулачковый распределительный вал и открывает или закрывает регулирующие клапаны в заданной последовательности.

Турбина снабжена валоповоротным механизмом для медленного вращения ротора, автоматически отключающимся в момент трогания ротора вследствие впуска пара в турбину, а также оборудована промывочным устройством для промывки лопаток влажным паром на ходу турбины.

Завод гарантирует следующие расходы пара с допуском 5%:

Нагрузка, <i>квт</i>	Расход свежего пара, <i>т/ч</i>	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %
15 000	62	4,13	98,0
20 000	83	4,15	98,1
25 000	102	4,25	98,2

Турбина АК-50-1 (ТН-250) ЛМЗ

Турбина ТН-250 (АК-50-1) изготовления ЛМЗ мощностью 50 000 *квт* при 1 500 *об/мин* изображена в разрезе на рис. 4-25. Эта машина имеет 24 ступени в корпусе высокого давления и 16 ступеней в корпусе низкого давления.

Предпоследняя (39-я) ступень выполнена двухъярусной, причем около половины всего количества пара из 39-й ступени идет в конденсатор, а остаток работает в 40-й ступени.

Каждый ротор покоится на двух опорных подшипниках цилиндрического типа. Валы — жесткие, соединены между собой пружинной муфтой.

Так же как и в турбине ТН-165, уплотнения используются в качестве разгрузочных поршней в помощь двум упорным подшипникам. Уплотнения вала корпуса высокого давления — елочного типа с обеих сторон; корпус низкого давления имеет кроме елочного уплотнения со стороны высокого давления еще водные уплотнения (рис. 3-30) с обеих сторон.

Регулирование турбины — дроссельное с подачей пара при нагрузках выше экономической по обводной линии в промежуточную ступень. Свежий пар поступает в паровую коробку, расположенную сбоку корпуса высокого давления; в ней расположены, так же как

* См. вклейку в конце книги.

* См. вклейку в конце книги.

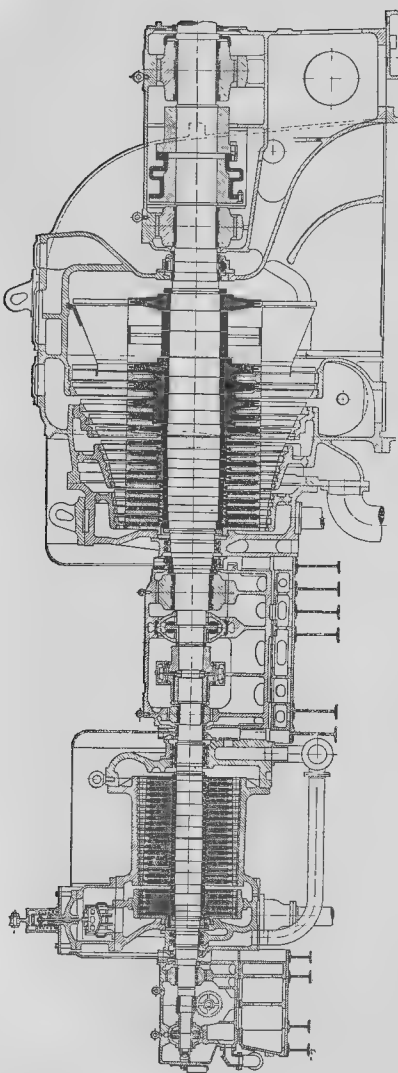


Рис. 4-25. Продольный разрез турбины типа ТН-250 мощностью 50 000 квт, 1500 об./мин. в исполнении Ленинградского металлического завода.

у турбины ТН-165, автоматический стопорный и дроссельный клапаны. Дроссельный клапан регулирует поступление пара в турбину в пределах нагрузки до 40 000 квт, после чего вступает в действие перегрузочный клапан, впускающий свежий пар непосредственно к шестой ступени давления. Регулятор расположен горизонтально на одной оси с масляным насосом (рис. 3-96).

Схема регулирования этой турбины представлена на рис. 4-26. Она отличается от приведенной на рис. 4-20 тем, что золотник 1 (рис. 4-26) имеет подвижную буксу 2, соединенную посредством рычага 3 со штоком дроссельного клапана. Таким образом, при перемещении золотника 1 и вызванном этим поднимании или опускании дроссельного клапана букса 2 будет догонять золотник, пока не займет среднего (относительно золотника) положения и не прекратит доступа масла в главный сервомотор.

Завод давал следующие цифры удельного расхода пара для этой турбины при $p_0 = 29 \text{ ата}$ и $t_0 = 400^\circ \text{C}$:

при нагрузке	20 000 квт		4,60 кг/квт·ч
"	30 000 "		4,47 "
"	40 000 "		4,43 "
"	50 000 "		4,63 "

Турбина имеет четыре нерегулируемых отбора пара. Производство турбин типа ТН-250 было прекращено перед Великой Отечественной войной.

Турбина АК-50-2 ЛМЗ

Турбина АК-50-2 (рис. 4-27) мощностью 50 000 квт, 3 000 об./мин рассчитана на начальные параметры пара 29 ата, 400°C . Спроектированная ЛМЗ для замены турбины ТН-250, конструкция которой устарела, эта турбина представляет собой значительно более компактную и современную машину.

Турбина АК-50-2 имеет только 12 активных ступеней, из которых предпоследняя — двухъярусная. Вес ротора турбины составляет 15,5 т, в то время как ротор турбины ТН-250 весит 32,5 т. Полное число лопаток 1 888 шт. против 12 716 лопаток турбины ТН-250, причем длина лопатки последней ступени на 34 мм меньше, чем у турбины ТН-250. Турбина снабжена моторным валоповоротным механизмом.

Ротор турбины АК-50-2 гибкий с критическим числом оборотов 1 760 об./мин.

Регулирование — сопловое, что обеспечивает экономичность турбины при частичных нагрузках. Регулирующих клапанов — четыре;

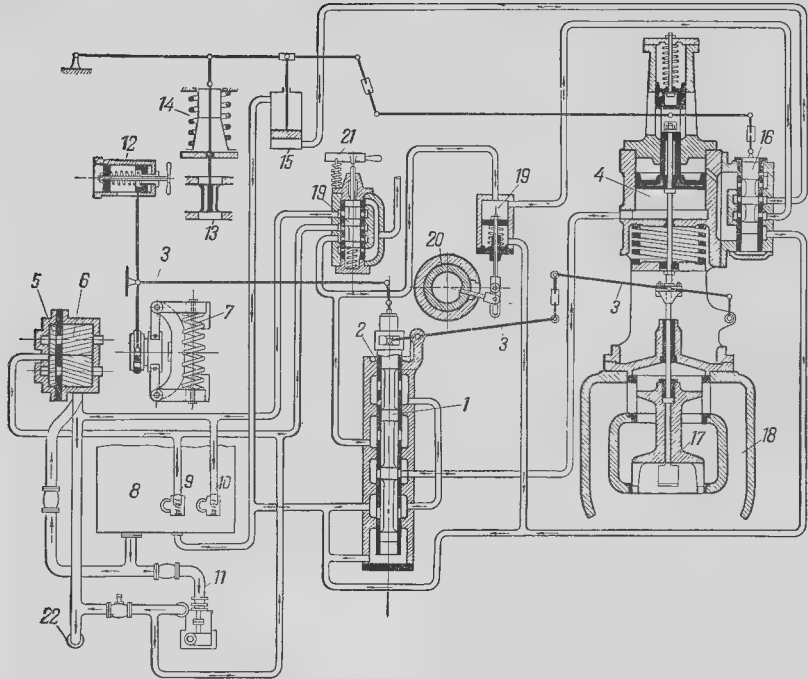


Рис. 4-26. Схема регулирования турбины ТН-250 ЛМЗ.

1—золотник; 2—бука (втулка) золотника; 3—рычаг обратной связи дроссельного клапана; 4—сервомотор дроссельного клапана; 5—масляный насос высокого давления; 6—масляный насос низкого давления; 7—центробежный регулятор; 8—масляный бак; 9—предохранительный клапан высокого давления; 10—предохранительный клапан низкого давления; 11—вспомогательный масляный турбо насос; 12—пристройство для изменения числа оборотов; 13—перетрубочный клапан; 14—пружина перетрубочного клапана; 15—сервомотор перетрубочного клапана; 16—золотник сервомотора перетрубочного клапана; 17—главный дроссельный клапан; 18—паровая коробка; 19—масляный выключатель автоматического стопорного клапана; 20—колонка автоматического стопорного клапана; 21—рычаг предохранительного выключателя; 22—маслопровод к подшипникам.

из них три установлены в стальной паровой коробке, отлитой отдельно от корпуса турбины, установленной на него со стороны в. д. и соединенной с ним болтами. Четвертый клапан, имеющий свой самостоятельный сервомотор, размещен в отдельной коробке, установленной сбоку турбины.

Регулирующая ступень выполнена одновенечной.

Передний подшипник комбинированный опорно-упорный; опорный подшипник — самоустанавливающийся, упорная часть — сегментного типа. Уплотнения — обычного для ЛМЗ елочного типа. Соединение турбины с генератором осуществляется полугибкой муфтой

Один из подшипников генератора расположен на выхлопном патрубке турбины

Дальнейшее развитие конструкция турбины АК-50-2 получила в турбине ВК-50-1, описанной ниже.

В настоящее время турбины АК-50-2 сняты с производства.

Турбина АК-50-1 ХТЗ

Турбина АК-50-1 мощностью 50 000 квт конструкции Харьковского турбинного завода им. С. М. Кирова (ХТЗ) (рис. 4-28), рассчитанная на работу свежим паром давлением 29 атм при температуре 400°С, имеет ряд ха-

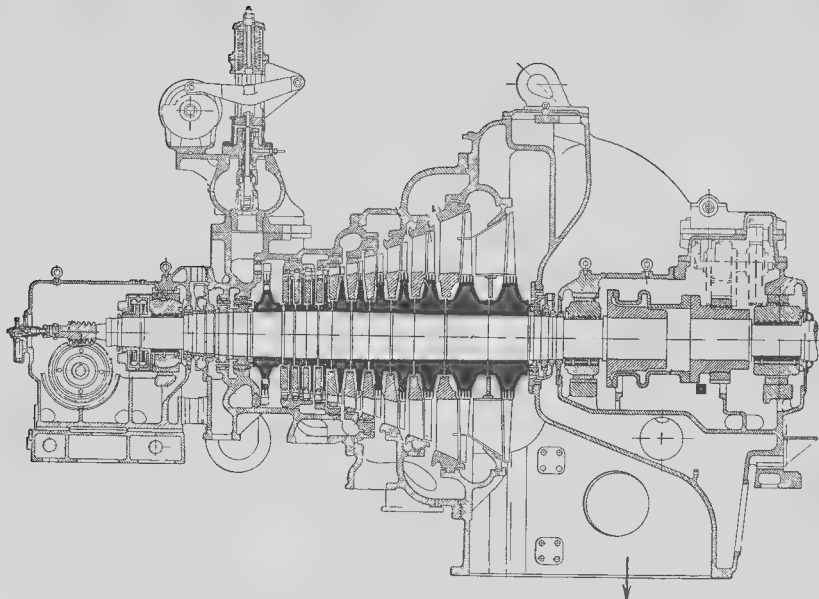


Рис. 4-27. Продольный разрез турбины ЛМЗ типа АК-50-2 мощностью 50 000 квт, 3 000 об/мин

рактических особенностей. Это — тихоходная турбина (1500 об/мин) с двухвенечным диском большого диаметра (2100 мм) в первой ступени, срабатывающим большой перепад давлений, и с гребенчатый упорный подшипник.

Во времена проектирования этой турбины считалось, что эти мероприятия повышают эксплуатационную надежность турбины, так как двухвенечный диск не только облегчает конструкцию турбины, но и хорошо противостоит водяным ударам, а гребенчатый упорный подшипник никогда не «сгорает» с такой быстротой, как сегментный упорный подшипник; предполагалось, что нарастающее повышение температуры гребенчатого подшипника достаточно длительно для своевременной остановки турбины и предотвращения серьезной аварии.

Практика эксплуатации этих турбин, начиная с 1935 г., подтвердила их хорошие эксплуатационные качества, благодаря чему эти турбины, несмотря на большие габариты и высокую экономичность, долго не снимались с производства.

К недостаткам конструкции следует отнести большие вес и габариты, а также отсутствие валоповоротного механизма и невозможность измерения ос сдвига ротора на ходу турбины.

Турбина АК-50-1 ХТЗ — активного типа и состоит из 17 ступеней давления; лопатки последнего (17-го) диска имеют длину 750 мм при диаметре средней окружности 2750 мм. Вал турбины — жесткий, критическое число оборотов ротора 1900 об/мин. Метод посадки дисков на вал и крепления лопаток на дисках показаны на рис. 3-53 и 3-71.

Опорные подшипники — самоустанавливающегося типа; гребенчатый упорный подшипник (рис. 3-38) непосредственно прилегает к переднему опорному подшипнику и допускает точную установку ротора в осевом направлении. Специальное приспособление сигнализирует звуком об аварийном смещении ротора турбины сверх установленной величины.

Турбина имеет сопловое парораспределение; регулирующих клапанов девять, они установлены в один ряд в распределительной

клапанной коробке, расположенной на крышке корпуса. Клапаны диаметром 100 мм имеют обтекаемую форму; их седла профилем проточной части напоминают трубы Вентури. Такие клапаны по сравнению с обычными конструкциями клапанов при одинаковых скоростях потока пара имеют потери давления приблизительно в 2 раза меньше, а следовательно, при одинаковых потерях могут иметь значительно меньшие диаметры (большие скорости пара в клапанах). Направляющие втулки и штоки клапанов выполнены из стали с чрезвычайно твердой (нитрированной) поверхностью; это мероприятие должно исключать заедание клапанов, так как нитрированные поверхности хорошо противостоят задираннию.

Клапаны приводятся в действие кулачковым валиком, который получает движение от сервомотора посредством зубчатой рейки (кремальеры) и шестерни. Схема регулирования приведена на рис. 4-30; для простоты на этой схеме показан только один регулирующий клапан из имеющихся девяти. Характерной особенностью схемы является наличие двойного предохранительного выключения, действующего как на стопорный, так и на регулирующие клапаны.

Процесс регулирования протекает следующим образом.

При повышении числа оборотов турбины грузы центробежного регулятора 1 расходятся и, сжимая пружину, опускают точку 2 рычага, вращающегося на оси 3. Это движение передается тягой двойному рычагу 4, управляющему золотником сервомотора 5. Обе части рычага 4 стянуты пружиной и при нормальной работе турбины работают как одно целое. Перемещение золотника вызывает обычным путем поднимание поршня сервомотора, что в свою очередь влечет за собой соответствующий поворот кулачкового валика 6 и прикрытие регулирующих клапанов 7. В среднем положении золотник сервомотора возвращается при помощи тяги 8.

Конструкция регулятора безопасности 15 (по схеме рис. 4-29) в более крупном масштабе показана на рис. 4-30. Этот регулятор кольцевого типа. Опорная втулка 1 регулятора закрепляется на валу турбины болтами 3, под головки которых установлены стопорные шайбы 2. Кольцо 4 с эксцентрично расположенным грузом 5 отжимается пружиной 6 влево по чертежу до упора в гайку 7.

При повышении числа оборотов турбины до заданной величины кольцо 4 под действием

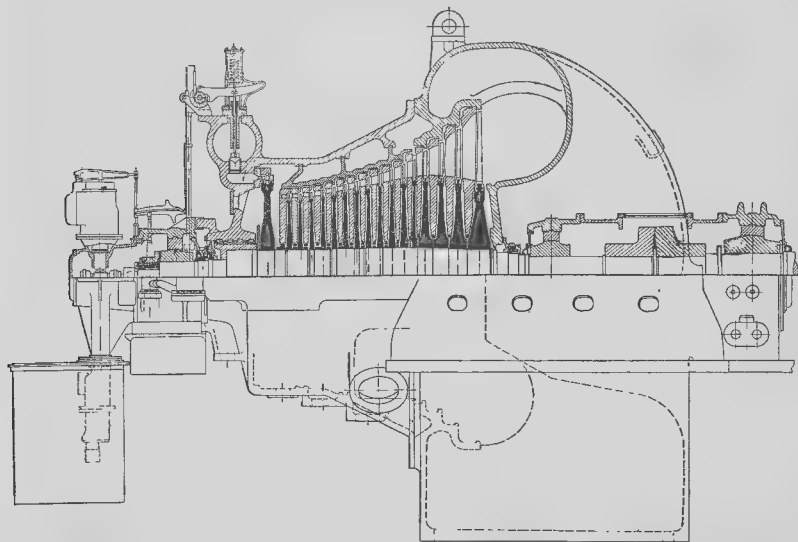


Рис. 4-28. Продольный разрез турбины ХТЗ им. С. М. Кирова типа АҚ-50-1 мощностью 000 квт, 1500 об/мин

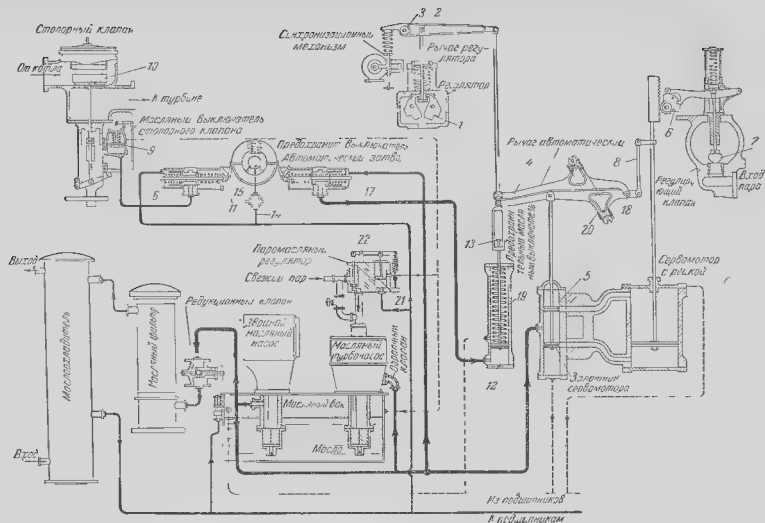


Рис. 4-29. Схема регулирования турбины АҚ-50-І ХТЗ им. С. М. Қирова.

центростремительной силы смещается вправо, преодолевая сопротивление пружины и скользя по направляющему болту 8. В этом положении оно задевает за рычаги автоматических затворов (рис. 4-29). Левый из них соединен с выключателем 9 стопорного клапана 10. Поршень выключателя 9 нагружен сверху пружиной и

спизу - давлением масла, которое удерживает его в верхнем положении. При превышении допустимого числа оборотов левый автоматический затвор (рис. 4-29), сработав, открывает выход масла из-под поршня 9 на слив. Давление под поршнем падает, и под действием пружины поршень опускается, освобождая защелку стопорного клапана, который захлопывается, закрывая доступ пара к турбине. Правый автоматический затвор аналогичным образом открывает слив масла из нижней части цилиндра 12; вследствие этого поршень цилиндра 12, обычно находящийся в верхнем положении, под действием пружины опускается и головка 13 его штока тянет за собой нижнюю половину двойного рычага 4; вызванное этим перемещение золотника сервомотора 5 влечет соответствующее перемещение поршня сервомотора и закрытие регулирующих клапанов 7. Таким образом, действие регулятора безопасности одновременно вызывает независимое закрытие как стопорного клапана, так и регулирующих клапанов. Впуская по маслосоединению 14 масло под давлением в камеру 15, можно искусственно вызвать предохранительное выключение турбины.

Расход пара (при работе с регенерацией) следующий (с допуском 3%):

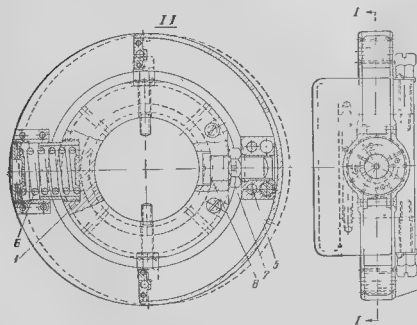


Рис. 4-30. Регулятор безопасности турбины АК-50-1 ХТЗ им. С. М. Кирова.

40 000	4,41
50 000	4,51
25 000	4,45
20 000	4,51

Турбина ВК-50-1 ЛМЗ

На рис. 4-31* изображен разрез турбины ВК-50-1 мощностью 50 000 *квт*, 3 000 *об/мин* на давление свежего пара 90 *ата* и температуру 480° С. Эта турбина спроектирована ЛМЗ в годы Великой Отечественной войны и поставлена на производство сразу после ее окончания. Сравнивая эту турбину с довоенной турбиной ЛМЗ той же мощности (рис. 4-28), можно установить сходство общей компоновки, но ряд узлов и деталей подвергся существенному конструктивному изменению. В частности, завод отказался от двухъярусной ступени и спроектировал последнюю ступень с лопатками длиной 665 *мм*, работающими при окружной скорости 415 *м/сек* на концах лопаток. Привод регуляторного вала осуществлен не червячной парой, а при помощи зубчатой передачи. Вращение кулачкового валика, управляющего регулирующими клапанами, производится зубчатой рейкой, как мы это видели у турбин ХТЗ (рис. 4-29). Сопловые камеры приварены к корпусу турбины. Клапанные гнезда выполнены диффузорными (типа трубы Вентури).

Турбина состоит из двухвечного регулирующего диска и 17 одновечных ступеней давления. Последние семь дисков насажены на вал, остальные откованы заодно с валом.

Наиболее напряженный диск последней ступени во избежание чрезмерных напряжений во втулке не имеет обычных шпонок, связывающих диск с валом; он связан двумя диаметрально-противоположно расположенными торцовыми шпонками с втулкой лабиринтового уплотнения стороны низкого давления, а втулка уже насажена на вал на шпонках с натягом (рис. 4-32).

Вал турбины — гибкий с критическим числом оборотов 1770 *об/мин*.

Входные кромки лопаток 17-й и 18-й ступеней защищены от эрозии стеллитовыми накладками.

Диффрагмы вставлены не прямо в корпус турбины, а группами собраны в обоймы, которые и установлены в корпус. Часть среднего и часть низкого давления корпуса выполнена сварнолитой, т. е. состоит из литых деталей и листового металла, соединенных сваркой.

Общий вес турбины 150 *т*.

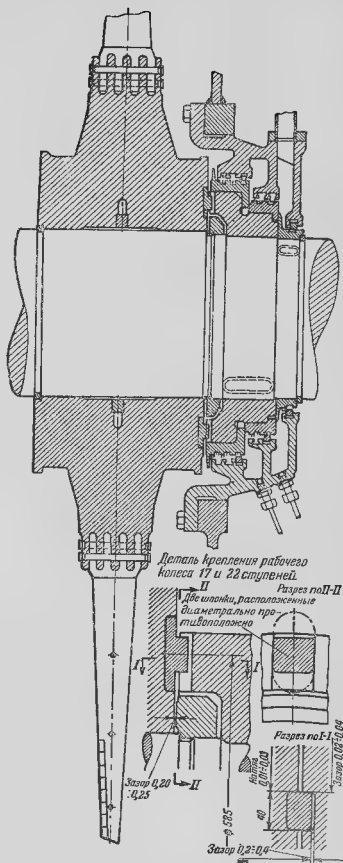


Рис. 4-32. Крепление диска последней ступени турбины ВК-50-1 и ВК-100-2.

Парораспределение — сопловое с четырьмя регулирующими клапанами. Схе регулирования приведена на рис. 4-33.

Центробежный регулятор скорости 1 при изменении числа оборотов вала турбины переставляет в нужном направлении золотник 2, находящийся в среднем положении при установившемся режиме работы. Изменение положения золотника 2 вызывает изменение

* См. вклейку в конце книги

давления масла под золотником 3. Золотник 3 перемещается, изменяя сечение окон слива масла и окон напорного масла, что вызывает изменение давления масла в трубопроводе М и, следовательно, под золотником 5 сервомотора 4. Этот золотник находится в равновесном положении, будучи нагружен пружиной свер-

этой турбины повышено до 12 ат, что позволило получить большую мощность сервомотора при небольшом его диаметре.

Турбина снабжена двумя регуляторами безопасности, электромагнитным реле осевого сдвига и реле автоматического пуска аварийного масляного электронасоса (рис. 3-112).

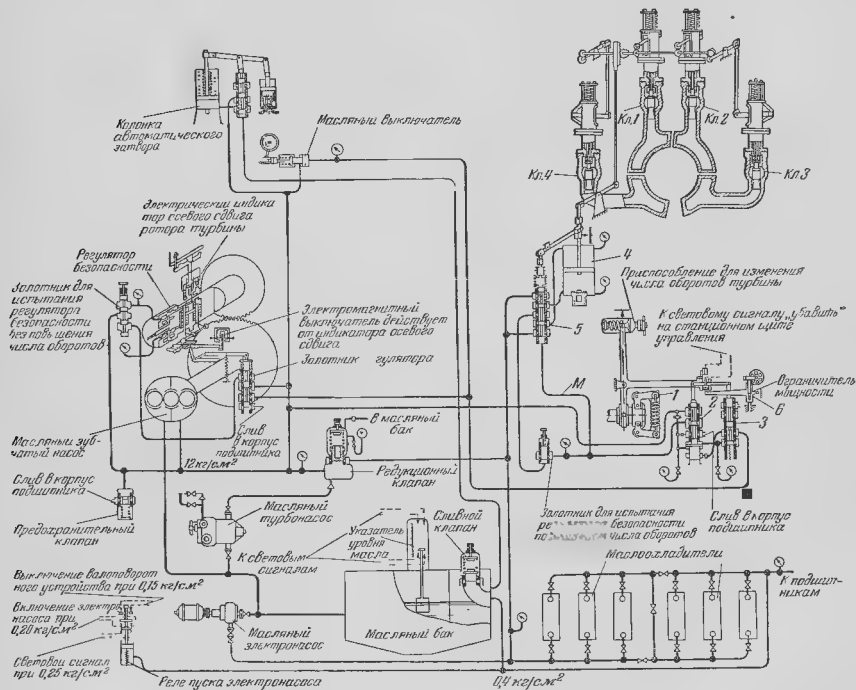


Рис. 4-33. Схема регулирования турбины ВК-50-1 ЛМЗ.

ху и давлением масла снизу. Изменение давления масла вызывает изменение положения золотника 5, что в свою очередь приводит к впуску масла в одну из полостей сервомотора 4 и к выпуску масла из другой полости.

Рычаги обратной связи переставляют золотники 5 и 2 в среднее положение в процессе регулирования.

Давление масла в системе регулирования

Кроме того, турбина имеет ограничитель мощности, который предотвращает перегрузку турбины сверх заранее заданного предела, прекращая опускание золотника 3 посредством передвижного упора 6.

Турбина имеет пять точек нерегулируемого отбора пара для регенерации.

Завод гарантирует следующие расходы пара с допуском 5%:

Нагрузка, квт	Коэффициент полезного действия генератора, %	Расход пара турбиной, т/ч
20 000	97,5	78
30 000	98,0	115
40 000	98,3	155
50 000	98,6	198

Турбина ВК-50-1, так же как рассмотренная ниже турбина ВК-100-2, принадлежала к лучшим достижениям мирового турбостроения.

Турбина АК-100-1 ЛМЗ

В 1938 г. ЛМЗ закончил постройку конденсационной турбины мощностью 100 000 квт при 3 000 об/мин оригинальной конструкции.

В то время эта турбина являлась рекордной по мощности турбиной на 3 000 об/мин и за ее создание главный конструктор ЛМЗ, ныне покойный, М. И. Гринберг и инженеры завода Д. П. Бузин и У. Е. Ривош удостоены государственной премии.

Турбина рассчитана на начальные параметры пара 29 ата, 400°С и противодавление 0,04 ата.

Предпоследние ступени турбины выполнены двухъярусными так, что пар поступает в каждый из двух выхлопных патрубков турбины двумя потоками. Применение двухъярусных ступеней позволило ограничить диаметр последних ступеней (1 756 мм) и длину рабочих лопаток (576 мм) теми же значениями, которые приняты в турбине АК-50-2 ЛМЗ. Ряд деталей турбин АК-100-1 и АК-50-2 ЛМЗ совершенно одинаков.

Каждый из выхлопных патрубков турбины весит около 60 т и ни по своим размерам, ни по весу не превосходит патрубков турбины 50 000 квт типа ТН-250.

В связи с переходом на более высокие параметры свежего пара был изготовлен только один экземпляр турбины АК-100-1. Ее заменили турбиной ВК-100. Поэтому мы не даем описания и чертежа турбины АК-100-1 и отсылаем интересующихся ею к предыдущим изданиям этой книги.

Турбина АК-100-1 ХТГЗ

В 1939 г. ХТГЗ закончил постройку турбогенератора мощностью 100 000 квт на 1 500 об/мин двухъярусного типа, рассчитанного на давление свежего пара 29 ата и температуру его 400°С.

Так же, как турбина АК-100-1 ЛМЗ, эта турбина была изготовлена только одним

экземпляре и заменена турбинами с более высокими параметрами пара. Описание и чертежи турбины АК-100-1 ХТГЗ имеются в предыдущих изданиях этой книги, к которым мы и отсылаем интересующихся.

Турбина ВК-100-2 ЛМЗ

Турбина ВК-100-2, изображенная на рис. 4-34*, мощностью 100 000 квт, 3 000 об/мин, рассчитанная на работу свежим паром с параметрами 90 ата, 480°С, спроектирована ЛМЗ в последние годы войны и поставлена на производство в 1945 г. Турбина ВК-100-2 состоит из двухвещного регулирующего диска, затем 11 одновещных ступеней давления в корпусе высокого давления и пяти дублированных ступеней в корпусе низкого давления. В этой турбине завод использовал конструктивные детали, разработанные для турбины ВК-50-1. В частности, размеры дисков и рабочих лопаток последних ступеней точно такие же, как у турбины ВК-50-1.

Широко использованы ее детали и для части высокого давления. Унифицированы также диск переднего подшипника, система регулирования и ряд других деталей. В части низкого давления следует отметить широкое применение сварки для изготовления выхлопных патрубков, что позволило значительно уменьшить вес агрегата.

Ротор высокого давления жесткого типа с критическим числом оборотов 3 620 об/мин. Ротор низкого давления гибкий с критическим числом оборотов 1 670 об/мин.

Турбина имеет пять точек перегуливаемого отбора пара для целей регенерации. Отработавший пар конденсируется в двух конденсаторах.

Завод гарантирует следующие расходы пара с допуском 5%.

Нагрузка, квт	Коэффициент полезного действия генератора, %	Расход пара турбиной, т/ч
70 000	98,6	265
90 000	98,9	350
100 000	99,0	396

За разработку конструкции и технологии производства этой турбины коллективу работников ЛМЗ во главе с главным конструктором проф. [М. И. Гринбергом] присуждена государственная премия в 1948 г.

* См. вклейку в конце книги.

Эта турбина, изготовленная ЛМЗ в 1958 г., представляет собой дальнейшее развитие турбины ВК-100-2, направленное в основном в сторону повышения экономичности.

При том же начальном давлении свежего пара 90 ата она рассчитана на температуру 535°С и имеет более развитую систему регенеративного подогрева воды.

Как видно из сравнения рис. 4-35* с рис. 4-34, большие изменения претерпел корпус высокого давления. Диск Кертиса в первой ступени заменен одновенечным диском, число ступеней давления увеличено до 20. Все диски откованы заодно с ротором. Диафрагмы до 14-й ступени сварные, а дальше — литые. Вместо обычных уплотнений ЛМЗ елочного типа завод впервые применил в корпусе в. д. безвулкановые уплотнения с канавками, проточенными непосредственно в шейках ротора (рис. 4-36). Для ускорения прогрева машины при пуске с холодного состояния вдоль фланцев разъема корпуса в. д. приварены короба, в которые подается греющий пар давлением 3—5 ата, омывающий фланцы и шпильки.

Отработавший пар поступает в два двухходовых конденсатора с вакуумом 96,5%. Каждый конденсатор имеет свой подвод и отвод охлаждающей воды, что позволяет проводить чистку одного из конденсаторов при работе турбины с неполной нагрузкой.

Гарантируются следующие расходы пара:

Мощность генератора, квт	К. п. д. генератора, %	Расход пара, т/ч	Температура подогрева питательной воды, °С
100 000	99,0	363	217
80 000	98,8	284	204
60 000	98,5	212	188

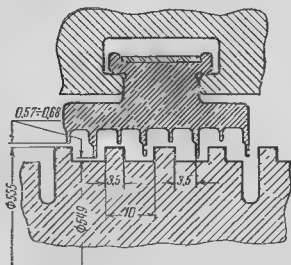


Рис. 4-36. Шлицевое уплотнение корпуса в. д. турбины ВК-100-6.

В 1952 г. ЛМЗ закончил изготовление, а в 1953 г. — монтаж в то время крупнейшей в мире одновальной турбины СВК-150 мощностью 150 000 квт, 3000 об/мин, рассчитанной на сверхвысокие начальные параметры пара 170 ата, 550—580°С.

Турбина СВК-150 — трехкорпусная, активная, с дублированным потоком пара в корпусе низкого давления (рис. 4-37*). Общая длина агрегата 22 м. В конструкции турбины проведена унификация многих деталей с турбинами ВК-50 и ВК-100 и широко использована сварка. Генератор с водородным охлаждением для этой турбины изготовлен заводом «Электросила».

Корпус высокого давления турбины состоит из восьми ступеней, первая из которых двухвенечная регулирующая. Ротор высокого давления выполнен цельнокованным.

Корпус среднего давления имеет 12 ступеней. Первые восемь дисков откованы заодно с валом, остальные четыре насажены на вал.

Корпус низкого давления сварной, двухпоточный, имеет по три ступени в каждом потоке. Диски ротора насадные (рис. 4-38).

Подвод пара к регулирующему колесу через четыре клапана, из которых два нижних открываются одновременно (рис. 4-39), и через сварные сегменты сопел, выполненные из жаростойкой хромоникельмолибденовой стали с присадкой индия.

Рабочие лопатки ротора высокого давления изготовлены из нержавеющей стали и попарно сварены по бандажу и хвостам для повышения прочности и жесткости.

Диафрагмы корпуса высокого давления и первые 10 диафрагм корпуса среднего давления — сварные. Последние две диафрагмы корпуса среднего давления и первые две диафрагмы каждого потока корпуса низкого давления — чугунные, с залитыми лопатками из нержавеющей стали. Диафрагмы следней ступени сварные.

Лопатки двух последних ступеней ротора среднего давления и все лопатки ротора низкого давления — закрученные. Лопатки второй ступени низкого давления — двухъярусные.

Лабиринтовые уплотнения корпуса высокого давления — елочного типа, размещенные на ряде втулок, насаженных на вал с натягом, обеспечивающим длительный срок службы без ослабления посадки.

Роторы высокого и среднего давления соединены между собой пружинной муфтой

* См. вклейку в конце книги

* См. вклейку в конце книги.

Рис. 4-38. Сборка
части среднего
давления турбины
СВК-150 на ЛМЗ.

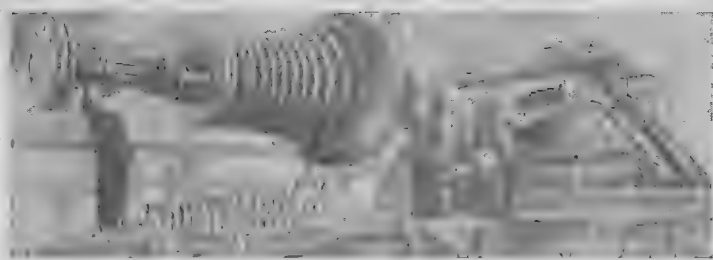
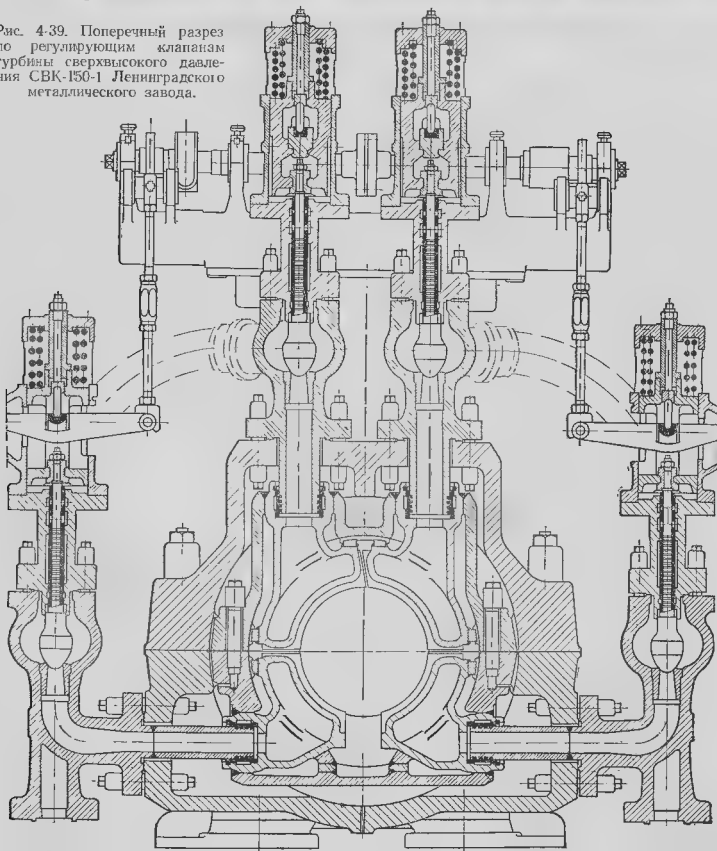


Рис. 4-39. Поперечный разрез
по регулирующим клапанам
турбины сверхвысокого давлени-
я СВК-150-1 Ленинградского
металлического завода.



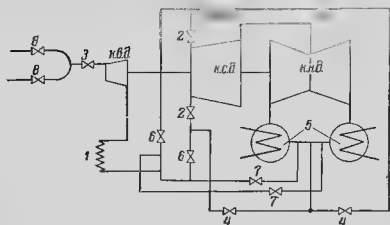


Рис. 4-40. Схема расположения органов защиты от разгона турбины СВК-150-1 ЛМЗ.

(рис. 3-78), а роторы среднего и низкого давления — полугибкими муфтами.

Турбина имеет два масляных насоса: центробежный высокого давления для системы регулирования и винтовой низкого давления для системы смазки.

Центробежный насос приводится непосредственно от вала турбины, а винтовой насос — через зубчатый редуктор, снижающий обороты до 1000 об/мин.

Конденсационная установка состоит из двух конденсаторов с раздельным подводом охлаждающей воды, двух трехступенчатых основных эжекторов, одного пускового эжектора и трех конденсатных насосов.

Регулирование турбины СВК-150-1 имеет много элементов, общих для серии турбин высокого давления ЛМЗ, но выполнено с учетом особенностей работы турбин с промежуточным перегревом. В случае сброса электрической нагрузки пар, находящийся в промежуточном перегревателе и трубопроводах от него, может после того, как регулятор безопасности закроет стопорный клапан повысить обороты турбогенератора примерно на 40%, что представляет большую опасность для машины.

Поэтому на паропроводе между корпусом с. д. и промежуточным пароперегревателем 1 (рис. 4-40) установлены отсечные клапаны 2, прекращающие подачу пара в корпус среднего давления одновременно с закрытием клапанов свежего пара 3, и сбросные клапаны 4, сбрасывающие пар из промежуточного перегревателя прямо в конденсаторы 5, минуя проточную часть турбины.

Для увеличения надежности эта защита турбины дублирована автоматическими отсечными клапанами 6 и автоматическими сбросными клапанами 7, срабатывающими от предельного регулятора турбины одновременно

с бистрозапорными клапанами 8 свежего пара.

Турбина СВК-150 снабжена специальным пультом контроля и управления, сидя за которым машинист может следить по приборам за параметрами рабочего процесса турбины. На пульт вынесены также указатель теплового расширения корпусов высокого и среднего давления, указатель величины вибрации подшипников, указатель осевых усилий, действующих на упорные подшипники, и другие контрольные приборы.

Расчетный удельный расход тепла турбины СВК-150 составляет 2020 ккал/квт·ч.

Турбина ПВК-150 ХТГЗ (К-150-130)

В 1958 г. Харьковский турбинный завод изготовил турбину ПВК-150 мощностью 150 000 квт, рассчитанную на параметры свежего пара 130 ата, 565°С, с промежуточным перегревом пара между 7-й и 8-й ступенями корпуса в. д. вновь до температуры 565°С при давлении 27,5 ата (рис. 4-41*).

В отличие от турбины СВК-150 ЛМЗ эта турбина выполнена двухкорпусной. В первом корпусе размещены семь ступеней части высокого давления и восемь ступеней части с. д., отделенных переборкой с лабиринтовым уплотнением. Второй корпус состоит из двух потоков по шесть ступеней. Турбина рассчитана на глубокий вакуум (давление в конденсаторе 0,035 ата).

Корпус в. д. выполнен двухстенным. Ротор высокого и среднего давления — цельноовальный, ротор низкого давления — сварной, дисковый. Средний диаметр последней ступени 2125 мм.

Характерной чертой конструктивного выполнения этой турбины является очень широкое применение сварки. Вес сварных конструкций составляет около 70% веса агрегата. Габаритные размеры относительно невелики. Так, общая длина турбины составляет около 13 м.

Лопатки этой турбины имеют типичную для ХТГЗ верхнюю посадку, кроме высоконапряженной лопатки последней ступени длиной 780 мм, которая выполнена с зубчатым хвостом (рис. 3-63).

Турбина имеет сопловое парораспределение с четырьмя регулирующими клапанами. Два из этих клапанов обеспечивают 75% мощности, а открытие третьего — полную мощность.

* См. гл. I, приложение к книге.

ность, четвертый клапан — перегрузочный, открывающийся при снижении параметров пара или повышении температуры охлаждающей воды.

Турбина имеет восемь регулируемых отборов пара для подогрева питательной воды. Отработавший пар поступает в один конденсатор, имеющий двойные трубные доски, обеспечивающие высокую водяную плотность.

Фланцы корпуса в. д. турбины снабжены системой парового обогрева, ускоряющей пуск с холодного состояния.

Удельный расход тепла турбиной ПВК-150 составляет 2037 ккал/квт·ч, т. е. близок к удельному расходу турбиной СВК-150 ЛМЗ, несмотря на более низкие начальные параметры пара.

Турбина ПВК-200 ЛМЗ (К-200-130)

Эта турбина мощностью 200 000 квт, предназначенная для начальных параметров пара 130 ата и 565°С с промежуточным перегревом пара до начальных 565°С, впервые изготовлена ЛМЗ в 1958 г. и в настоящее время является основным типом турбины для новых блочных электростанций.

Турбина ПВК-200 трехкорпусная (рис. 4-42*). В корпусе в. д., который имеет только горизонтальный разъем, размещены одновальная регулирующая ступень и одиннадцать ступеней давления. Ротор откован заодно со всеми дисками. В корпусе с. д. 11 ступеней, причем последние четыре диска насажены на вал. В корпусе н. д. два полоторных выхлопа по четыре ступени в каждом. Все диски роторов н. д. насадные. Лопатки третьей ступени двухъярусные.

Характерной чертой турбины ПВК-200 является необычное распределение направлений течения пара в агрегате. Потoki пара в корпусе в. д. и в корпусе с. д. направлены во взаимно противоположные стороны с целью свести до минимума осевое давление, воспринимаемое общим для обоих корпусов упорным подшипником, расположенным между корпусами.

Свежий пар поступает в корпус в. д. по четырем трубам, подведенным к регулирующим клапанам, расположенным так же, как и у турбины СВК-150-1 (рис. 4-39). Пройдя через ступени корпуса в. д., пар с давлением 25 ата и температурой 345°С возвращается в котельный агрегат, где в промежуточном пароперегревателе подогревается до 565°С, пос-

ле чего поступает через четыре паровпускных клапана в корпус с. д.

Эти клапаны в нормальной работе полностью открыты и имеют только защитное назначение — предотвратить разгон турбины паром из промежуточного пароперегревателя в случае срабатывания регулятора безопасности при сбросах нагрузки генератором.

Из корпуса с. д. пар при давлении 1,2 ата идет в корпус н. д., где разветвляется на два потока и через верхний ярус лопаток третьих ступеней, имеющих длину 740 мм, и через лопатки четвертых ступеней длиной 765 мм поступает в два конденсатора, где поддерживается давление 0,035 ата.

Все диафрагмы корпуса в. д. сварные. В корпусе с. д. последняя диафрагма отлита из чугуна так же, как и первые три диафрагмы каждого из потоков корпуса н. д.

Критические числа оборотов роторов: в. д. — 1750 об/мин, с. д. — 1780 об/мин, н. д. — 1610 об/мин.

Гарантированный удельный расход пара при номинальной нагрузке — 2,82 кг/квт·ч. Полный расход пара 564 т/ч. Турбина имеет семь регулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды. Вес агрегата 560 т.

Турбина К-300-240 ЛМЗ

Паровая турбина К-300-240 мощностью 300 000 квт, рассчитанная на начальные параметры пара 240 ата и 580°С с промежуточным перегревом до 565°С, впервые изготовлена ЛМЗ в 1960 г. Она предназначена для установки в блоке с паровым котлом прямоточного типа производительностью 950 т/ч и является одной из крупнейших одновальных турбин на 3000 об/мин в мировой технике.

Турбина состоит из трех корпусов (рис. 4-43*). Свежий пар через семь регулирующих клапанов, расположенных рядом с корпусом в. д. по обеим его сторонам, подводится к середине корпуса в. д., проходит по левой группе, состоящей из регулирующей ступени и пяти ступеней давления, совершает поворот, омывая внутренний корпус снаружи, и поступает в правую группу из шести ступеней, после чего отводится в промежуточный пароперегреватель. Такая схема позволяет частично разгрузить внутренний корпус от давления свежего пара и обеспечивает возможность более быстрого прогрева турбины при пуске.

* См. вклейку в конце книги.

* См. вклейку в конце книги.

Разрез корпуса в. д. по паровпуску показан на рис. 3-7.

По выходе из промежуточного пароперегревателя пар с давлением 36 *ата* и температурой 565°С поступает в корпус с. д. через четыре клапана, размещенных попарно (один стопорный и один регулирующий) в двух корпусах, расположенных по сторонам корпуса с. д. Основное назначение этих клапанов — защита от разгона турбины паром из тракта промежуточного перегрева при срабатывании регулятора безопасности в случае сброса нагрузки генератором.

Корпус с. д. состоит из 17 ступеней. Пройдя 12 ступеней, пар разветвляется на два потока: $\frac{2}{3}$ всего расхода по двум ресиверным трубам, расположенным на уровне пола по сторонам турбины, поступает в корпус н. д., а $\frac{1}{3}$ проходит последние пять ступеней, после чего идет в конденсатор. Корпус н. д. двухпоточный, с пятью ступенями давления в каждом потоке. Таким образом, число выхлопов в конденсатор равно трем. Высота лопаток последних ступеней корпусов с. д. и н. д. одинаковая и равна 960 *мм*.

Так же, как и турбины К-200-130, упорный подшипник расположен между корпусами в. д. и н. д., которые соединены жесткой муфтой.

Концевые уплотнения корпуса в. д. и предыдущее концевое уплотнение корпуса с. д. выполнены в виде усиков, закатанных в канавки, проточенные в теле ротора против пазов; проточенных в обойме уплотнения. Заднее уплотнение корпуса с. д., так же, как и оба концевых уплотнения корпуса н. д., набраны из сегментов подвижных колец на пружинных опорах.

Главный масляный насос приводится не от вала турбины, а электродвигателем. В качестве резерва предусмотрено еще два масляных насоса с приводом от электродвигателей постоянного тока, которые питаются от аккумуляторных батарей. Кроме того, в корпусах подшипников имеются полости, заполненные маслом, которые временно обеспечивают работу подшипников в случае внезапного отключения электронасосов.

Для системы регулирования вместо турбинного масла применено масло «Ивиоль» с высокой температурой вспышки, подаваемое двумя насосами, один из которых резервный. Кроме того, имеется небольшой аварийный электронасос, питающийся током от аккумуляторной батареи.

Сервомоторы системы регулирования односторонние. Они находятся под управлением центробежного бесшарнирного регулятора

скорости и датчиков давления пара в котле и давления после промежуточного перегревателя, датчика активной электрической нагрузки, датчика вакуума в конденсаторе и датчика ускорения ротора при сбросах нагрузки.

Кроме двух регулирующих безопасности, турбина снабжена электромагнитным реле-выключателем, закрывающим клапаны корпусов в. д. и с. д. при сдвиге ротора, падении давления масла и срыве вакуума.

Для защиты корпуса н. д. от перегрева при работе на малых нагрузках и при ухудшении вакуума в среднюю часть его встроены форсунки, через которые автоматически подается конденсат при повышении температуры выхлопа до 80°С.

Турбина имеет восемь отборов пара для целей регенерации и следующие показатели экономичности:

Мощность, <i>квт</i>	К. п. д. генератора, %	Расход пара, <i>т/ч</i>	Удельный расход тепла, <i>ккал/квт·ч</i>
300 000	98,80	880	1 830
250 000	98,80	712	1 860
200 000	98,78	565	1 890

Кроме того, возможен отбор до 60 *т/ч* пара для сушки топлива. Общая длина агрегата (с генератором) 36,5 *м*. Вес турбины без конденсатора 690 *т*.

Создание этой турбины представляет собой выдающееся достижение советских турбостроителей.

Турбина К-300-240 ХТГЗ

Так же, как и турбина К-300-240 ЛМЗ, турбина ХТГЗ той же мощности 300 000 *квт* при 3000 *об/мин* и на те же начальные параметры пара 240 *ата* и 580°С с промежуточным перегревом до 565°С впервые закончена изготовлением в 1960 г. Однако в конструктивном выполнении турбины каждый завод шел своим творческим путем.

Турбина представляет собой трехкорпусный агрегат (рис. 4-44 *). Корпус в. д. имеет эдновенечную регулируемую ступень и 10 ступеней давления. Свежий пар подводится к двум группам клапанов, расположенных по бокам корпуса в. д. в непосредственной близости от него. В каждой группе четыре клапана — один стопорный и три регулирующих. Клапанные коробки соединены с корпусом в. д. четырьмя трубами, по которым пар по-

* См. вклейку в конце книги.

ступает непосредственно во внутренний корпус, не имеющий сопловых коробок.

По выходе из корпуса в. д. пар с давлением 40 *ата* и температурой 325°С поступает в промежуточный пароперегреватель, откуда с температурой 565°С подводится через два блока защитных клапанов к корпусу с. д.

Пройдя первые 12 ступеней давления, пар разветвляется на два потока. Примерно $\frac{1}{3}$ всего расхода проходит вторую группу из пяти ступеней, после чего пар идет в конденсатор при давлении 0,035 *ата*. $\frac{2}{3}$ расхода пара по ресиверным трубам, расположенным над турбиной, направляются в двухпоточный корпус н. д. Каждый его поток состоит из таких же пяти ступеней, как последние ступени корпуса с. д. Таким образом, агрегат имеет три выхода, направленных на общий конденсатор. Длина лопаток последних ступеней 1050 мм. В связи с тем, что направления течения пара в корпусах в. д. и с. д. взаимно противоположны, расчетное осевое давление невелико и может быть воспринято одним упорным подшипником, расположенным между корпусами в. д. и с. д. Однако в отличие от турбины К-300-240 ЛМЗ, где применен комбинированный опорно-упорный подшипник, в турбине ХТГЗ опорный и упорный подшипники выполнены самостоятельными.

Турбина снабжена устройством для обогрева фланцев и шпилек при пуске с холодного состояния.

В отличие от турбины ЛМЗ, в системе регулирования вместо масла применена вода, что увеличивает пожарную безопасность агрегата и позволяет подвести к сервомоторам рабочую жидкость с более высоким давлением.

В системе управления агрегата применены автоматические электронные регуляторы и регистрирующие приборы, обеспечивающие возможность дистанционного управления со стороны одного человека.

Турбина имеет восемь отборов пара для регенеративного подогрева воды. Кроме того, от турбины отбирается пар для работы питательного насоса, имеющего турбинный привод.

Максимальный расход пара через турбину 915 т. Удельный расход тепла 1830 ккал/квт·ч. Длина турбины 22 м.

ТУРБИНЫ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ

К настоящему времени парк паровых турбин на электростанциях СССР состоит в основном из машин отечественного производства. Импорт турбин из-за границы давно пре-

кращен и Советский Союз сам экспортирует турбины в различные страны.

Однако на электростанциях — первенцах советской электрификации, а также на электростанциях и фабрично-заводских энергетических установках дореволюционной постройки сохранилось значительное число турбин иностранного производства. Большая пестрота конструкций этих машин не позволяет рассмотреть в этой книге исчерпывающим образом все имеющиеся конструктивные варианты.

Мы остановимся в этом разделе книги главным образом на конструкциях, принципиально отличных от описанных выше активных отечественных турбин, а именно на реактивных турбинах с осевым и радиальным потоком пара.

Хотя некоторые конструкции, описанные ниже, можно считать устаревшими, изучать их все-таки нужно, так как паровая турбина устанавливается для работы не на год или два, а на десятки лет.

Турбины Броун-Бовери (ВВС)

Турбины Броун-Бовери выполняются активно-реактивными. Они имеют в части высокого давления двухвенный активный диск с парциальным подводом пара. Большой диаметр диска и, следовательно, большая окружающая скорость дают возможность вести расширение пара в соплах до небольшого давления, так что ротор и корпус турбины не испытывают высоких температур и давлений; одновременно сильно уменьшается длина турбины по сравнению с чисто реактивной. Кроме того, двухвенный активный диск дает возможность применить сопловое парораспределение, что при реактивных ступенях было бы невозможным.

Реактивная часть однокорпусной турбины небольшой мощности состоит из 30—35 ступеней, расположенных на барабане небольшого диаметра, обычно копического типа, с непрерывно увеличивающимися по высоте лопатками (рис. 4-45).

Активный диск и разгрузочный поршень насажены на переднюю часть барабана ротора. Регулятор и масляный насос приводятся во вращение посредством червячного винта, закрепленного на переднем конце вала.

Корпус турбины выполнен разъемным в горизонтальной и вертикальной плоскостях; стыки отдельных частей его собираются без прокладок; герметичность достигается точной пригонкой соприкасающихся металлических поверхностей. В задней части корпус турбины имеет с обеих сторон лапы, которыми он опи-

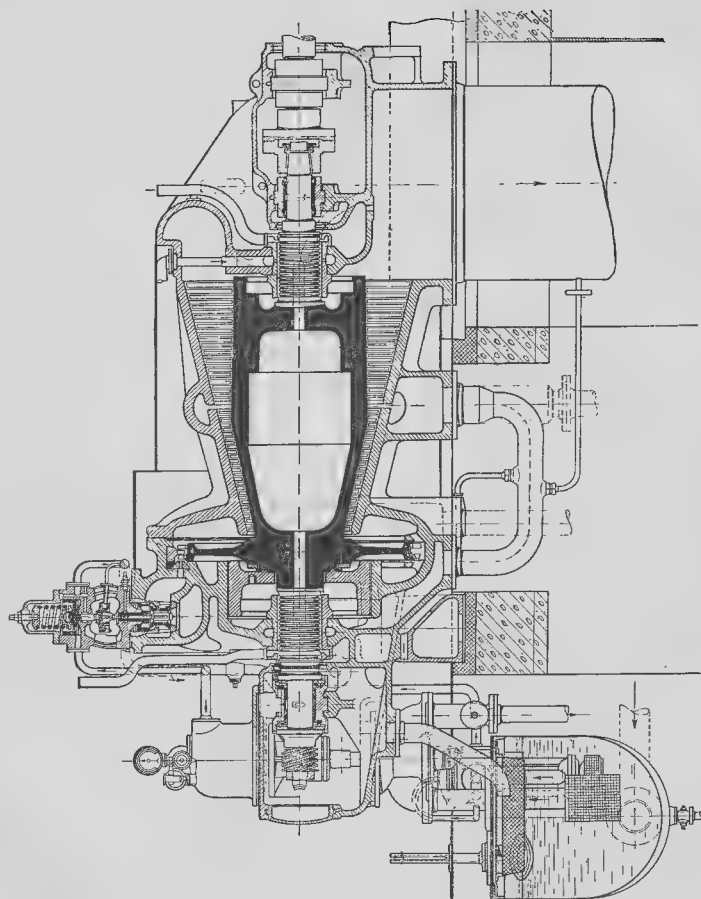


Рис. 445. Комбинированная турбина Броун-Бовери для мощностей от 500 до 2000 квт. при 3000 об/мин с балансирующим ротором и двухактивными дисками в первой ступени.

рается на фундаментные яки (рис. 4-44); передняя часть корпуса опирается на ступ переднего подшипника. Мертвая точка турбины образуется примерно в середине выхлопного патрубка. Шпонки допускают расширение корпуса в стороны от оси и смещение переднего подшипника вдоль оси турбины; таким образом обеспечивается возможность тепловых деформаций корпуса без нарушения центровки.

Турбины описанного типа (в основном до-революционных поставок) имеются в СССР в довольно большом количестве, главным образом, на фабрично-зодских электростанциях.

В более позднее время фирма внесла в конструкцию этих турбин некоторые изменения. В более новых турбинах диск регулирующей ступени и разгрузочный поршень откованы за одно целое с барабаном ротора, что дает более простую, жесткую и надежную конструкцию его. Понижение давления с левой стороны разгрузочного поршня достигается свободом пара через внутреннюю полость барабана. Изменены также конструкции подшипников и соединительной муфты. Для привода регулятора и масляного насоса применены шестерни, как более надежные в эксплуатации, чем червячная передача. Конструкция регулирующего механизма изменена. Принцип действия и устройство регулирующих турбин Броун-Бовери как старого, так и нового типа рассмотрены ниже (стр. 173). Изменено также устройство масляного резервуара, которым в этих турбинах служит пустотелая сварная фундаментная плита, что сделало установку более компактной.

Другое нововведение этой фирмы представляли турбины с роторами, выполненными посредством сварки встык отдельных колец или дисков, причем последние привариваются друг к другу в местах соприкосновения ободов и не имеют ослабляющего их отверстия для прохода вала. После сварки заготовка ротора отжигается для уничтожения напряжений в металле и обтачивается. Ротор работает с числом оборотов ниже критического и отличается чрезвычайной жесткостью (рис. 3-50,2).

Однокорпусная турбина мощностью 35 000 кет при 3000 об/мин с двухпоточной частью низкого давления, предназначенная для установки на электростанциях с ограниченной площадью машинного зала, изображена в разрезе на рис. 4-46.

Эта турбина рассчитана на работу свежим паром с давлением до 40 ата и температурой до 450°С. Она имеет двухвенечный диск в части высокого давления, реактивную часть

среднего давления и двухпоточную реактивную часть низкого давления. Направления течения пара показаны на чертеже стрелками. Ротор состоит из нескольких частей, соединенных в одно целое посредством сварки.

Двухвенечный диск и разгрузочный поршень насажены на вал и затем приварены к нему.

Сопловые камеры, работающие в условиях наиболее высоких температур и давлений, выполнены вставными (рис. 4-52), что разгружает часть высокого давления корпуса от высоких давлений и температур. Турбина достаточно проста и компактна, но удельный расход пара у нее на 3÷5% выше, чем у трехкорпусной турбины такой же мощности при одинаковых параметрах свежего пара.

Многокорпусные турбины строились фирмой Броун-Бовери двух- и трехкорпусного типа и имеют активно-реактивный корпус высокого давления и чисто реактивные корпуса среднего и низкого давления. Описание и чертежи более старых конструкций приведены в предыдущих изданиях этой книги и здесь не повторяются.

Подразделение на несколько корпусов применялось фирмой Броун-Бовери и для турбин меньших мощностей, если требовалось получить особенно экономичную машину, хотя бы за счет усложнения конструкции. В частности, двухкорпусные турбины выполнялись для мощности от 10 000 до 15 000 кет при 3000 об/мин.

На рис. 4-47 изображена двухкорпусная турбина более нового типа. Несколько таких машин было установлено на наших электростанциях в годы Великой Отечественной войны.

Корпус высокого давления этой турбины состоит из активной двухвенечной ступени и ряда реактивных ступеней небольшого диаметра: корпус низкого давления содержит сварной ротор с двухпоточным хлопом в центре, как у турбин рис. 4-46.

Турбина рассчитана на умеренные параметры пара—29 ата и 400°С. Последние четыре ступени части низкого давления дублированы. Направления потока пара в части высокого давления и в первой группе ступеней части низкого давления выполнены взаимно противоположными с целью уравнивания осевых давлений. Пар подводится к турбине через четыре сопловых клапана, расположенных попарно по бокам корпуса высокого давления. Из этих клапанов два являются перегрузочными и подают пар непосредственно в камеру за двухвенечным диском, а два других—к соплам регулирующей ступени.

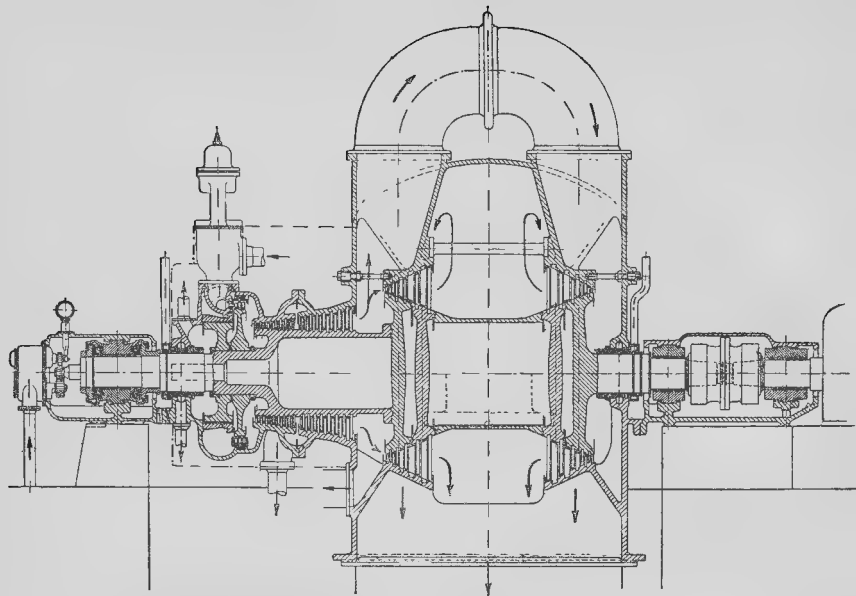


Рис. 4-46. Продольный разрез однокорпусной турбины Броун-Бовери мощностью 35 000 квт при 3000 об/мин с двухпоточной частью низкого давления.

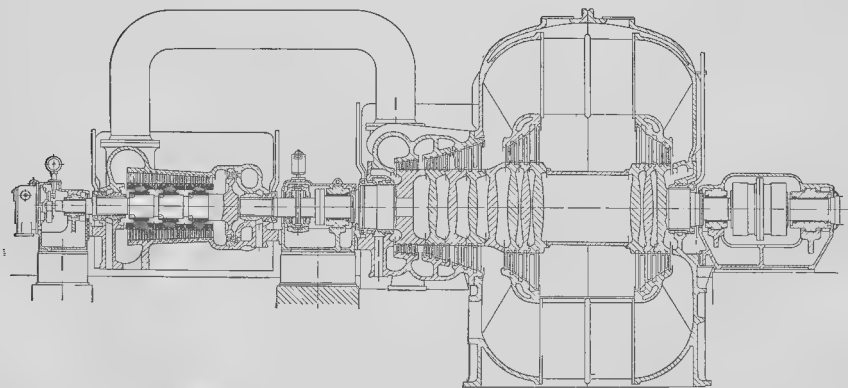


Рис. 4-47. Продольный разрез двухкорпусной турбины Броун-Бовери мощностью 50 000 квт 3000 об/мин.

Регулирование турбин Броун-Бовери. Турбины Броун-Бовери имеют регулирование с гидравлической, а не с рычажной передачей импульса от регулятора скорости.

Схема регулирующего механизма турбин Броун-Бовери прежних выпусков (до 1930 г.), которым снабжено большинство установленных в СССР турбин, приведена на рис. 4-48.

Пружинный центробежный регулятор 1, получающий движение от главного вала через червячную передачу 2, перемещает муфту 3 вверх или вниз при изменении скорости вращения вала и тем изменяет сечение отверстия 4.

Сидящий на одном валу с регулятором масляный насос 5 подает масло в главный маслопровод 6, откуда часть масла направляется через маслоохладители к подшипникам, а другая часть — по ответвлению 7 к сервомоторам 9 клапанов 10, 11, 12. Регулирующее приспособление 8, дроселируя масло, позволяет изменяться давлению его в горизонтальном маслопроводе между сервомоторами и муфтой 3, обеспечивая вместе с тем постоянство подачи масла на подшипники по маслопроводу 6.

Все три клапана 10, 11 и 12 имеют различно отрегулированные пружины. При уменьшении числа оборотов муфта регулятора поднимается и суживает отверстие 4, благодаря чему давление масла в системе регулирования повышается, вследствие чего поднимается прежде всего поршень 9, пружина которого слабее остальных, открывая связанный с ним штоком клапан 10.

При дальнейшем уменьшении числа оборотов отверстие 4 суживается еще больше, давление масла еще повышается и начинает открываться клапан 11, пружина которого сильнее пружины клапана 10, но слабее пружины клапана 12; при дальнейшем увеличении нагрузки открывается клапан 12.

Каждый клапан, открываясь, дает доступ пару к определенной группе сопел, расположенных по некоторой части окружности.

При увеличении числа оборотов процесс протекает в обратном порядке: муфта регулятора опускается и увеличивает свободный проход для масла (отверстие 4 увеличивается), что приводит к падению давления масла в системе регулирования. Первым закрывается клапан 12, имеющий самую сильную пружину, а за ним в порядке очередности и другие, до

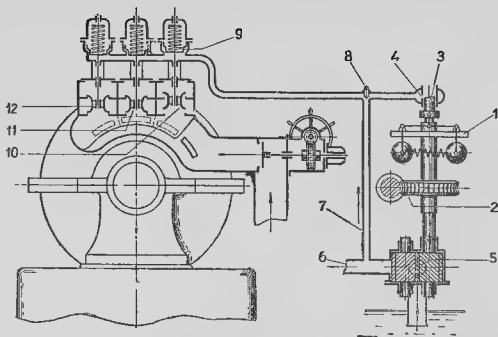


Рис. 4-48. Принципиальная схема регулирования турбин Броун-Бовери прежнего типа

тех пор, пока между движущей силой и силой сопротивления (нагрузкой) турбины не установится равновесие и, следовательно, число оборотов перестанет изменяться.

На рис. 4-49 показано в разрезе действительное устройство органов регулирования турбин Броун-Бовери, причем для большей наглядности чертежа регуляторная колонка отнесена в сторону от своего фактического положения.

Масло подводится к регуляторной колонке по трубе 27 (см. рис. 4-50) и имеет возможность выходить через отверстие 4. Расход масла устанавливается положением муфты 6, соединенной с центробежным регулятором 3 (рис. 4-49); через отверстие 28 масло стекает вниз и собирается в масляном резервуаре, по пути смазывая все детали регулятора.

Муфта 6 вращается вместе с валом регулятора; интересно отметить, что края ее, ограничивающие отверстие, срезаны под небольшим углом, так что сечение отверстия при вращении муфты периодически меняется по величине, благодаря чему давление масла в трубопроводах все время колеблется. Этим достигается большая чувствительность регулирующего механизма, так как поршни сервомоторов впускных клапанов, находясь в колебательном движении, легко и быстро реагируют на изменения давления масла, вызванные изменением числа оборотов регулятора. Уменьшается также возможность заедания поршня сервомотора или штока, что могло бы произойти при длительной работе турбины с неизменной нагрузкой. В то же время эти колебания настолько незначительны и про-

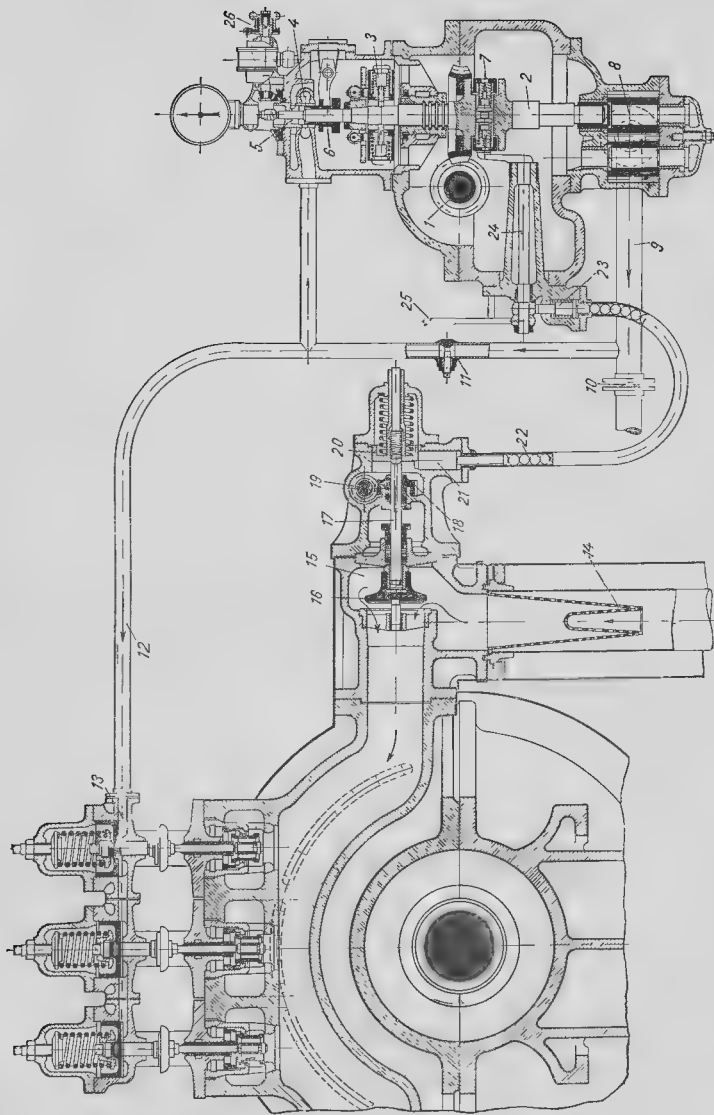


Рис. 4-49. Разрез регулирующего устройства турбины Броун-Бовери.

1 — главный вал турбины; 2 — вал регулятора; 3 — центробежный регулятор; 4 — сливное отверстие; 5 — регулирующая заслонка; 6 — муфта регулятора; 7 — предохранительный клапан; 8 — клапан для регулирования давления масла; 9 — сливное отверстие; 10 — сливное отверстие; 11 — сливное отверстие; 12 — сливное отверстие; 13 — сливное отверстие; 14 — сливное отверстие; 15 — сливное отверстие; 16 — сливное отверстие; 17 — сливное отверстие; 18 — сливное отверстие; 19 — сливное отверстие; 20 — сливное отверстие; 21 — сливное отверстие; 22 — сливное отверстие; 23 — сливное отверстие; 24 — сливное отверстие; 25 — сливное отверстие; 26 — сливное отверстие; 27 — сливное отверстие.

исходят настолько быстро (до 700 колебаний в минуту), что не отражаются на равномерности работы турбины и не повышают заметным образом расход пара. Таким образом, вращение муфты 6 вызывает пульсацию давления масла, а перемещение ее вверх или вниз — изменение его давления на определенную величину.

Давление масла в системе регулирования достигает примерно 4 4,5 ата при полной нагрузке турбины и падает до 3 ата при нагрузке в 25% от нормальной.

Золотник 5, в котором сделаны отверстия 4 и 28, служит для изменения числа оборотов или нагрузки турбины. При помощи механизма 26, показанного на правой стороне верхней части колонки (рис. 4-45), золотник можно поднимать и опускать. Передвижение золотника вверх вызывает увеличение проходного сечения для масла у отверстия 4 и падение давления масла в трубе 27. Регулирующий клапан при этом опустится и уменьшит подвод пара к турбине. При параллельной работе турбогенераторов уменьшение подвода пара будет сопровождаться понижением нагрузки турбогенератора, а при самостоятельной работе — уменьшением числа оборотов (стр. 303). Передвижение золотника вниз, сужая сливное отверстие, вызовет повышение давления масла и увеличение нагрузки или повышение числа оборотов турбогенератора.

При повышении числа оборотов турбины на 10% сверх нормального вступает в действие предохранительный выключатель 7, сидящий на валу главного регулятора; грузы его расходятся настолько, что задевают за рычаг валика 24, и, поворачивая его, освобождают палец 23, упирающийся в эксцентрик. Между пальцем 23 и защелкой стопорного клапана существует передача из шариков 22, заключенных в трубку; перемещение пальца вверх освобождает защелку 21 стопорного клапана и пружина захлопывает его, закрывая доступ пара в турбину.

Сетка 14 имеет своим назначением улавливать механические примеси и посторонние предметы, увлекаемые паром (котельную накипь из котлов и паропроводов, куски металла и т. д.), и не допускать их попадания в турбину, где они могли бы повредить лопатки. Сетка изготавливается сваркой из листового стали или вытачивается из стальной болванки и имеет коническую форму, которая дает возможность получить суммарную площадь отверстий, превышающую сечение паропровода. Отверстия в сетке сверлятся, а не штампуются, для предупреждения появления по краям отверстий трещин, которые могли бы служить

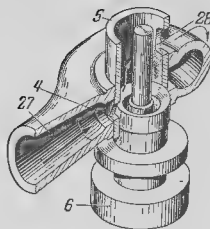


Рис 4-50. Детали колонки регулятора.

причиной поломки сетки и уноса кусков ее в турбину.

Турбины Броун-Бовери средней и большой мощности обычно имеют два стопорных клапана; при пуске турбины в ход постепенно открывают сначала один из них и по достижении турбиной нормального числа оборотов полностью открывают второй. Число сопловых клапанов у этих турбин достигает пяти.

У многокорпусных турбин, а в некоторых случаях и у больших однокорпусных турбин сопловые клапаны установлены не на корпусе турбины, а в особых клапанных коробках, размещенных с одной или двух сторон турбины. Размещение клапанов в отдельных коробках, связанных с корпусом турбины эластичными паропроводами, уменьшает опасность возникновения вибраций под влиянием усилий, передаваемых от главных паропроводов в случае непосредственного присоединения их к корпусу турбины. Отрицательной стороной такого расположения клапанов является наличие длинных соединительных паропроводов между клапанной коробкой и корпусом; пар, заключенный в этих паропроводах, ухудшает работу регулирования, вызывая запаздывание в изменении мощности турбины при открывании и закрывании клапанов и разгоняя турбину при сбросе нагрузки (стр. 307).

Предохранительный выключатель турбин Броун-Бовери (рис. 4-51) действует непосредственно на стопорный клапан.

Предохранительный выключатель имеет два вращающихся груза, которые могут действовать независимо друг от друга; таким образом обеспечивается работа выключателя в том случае, если один из грузов почему-либо не действовал.

На переднем конце корпуса у турбин большой мощности устанавливается, кроме того, предохранительный клапан, через который удаляется пар, если давление внутри турбины

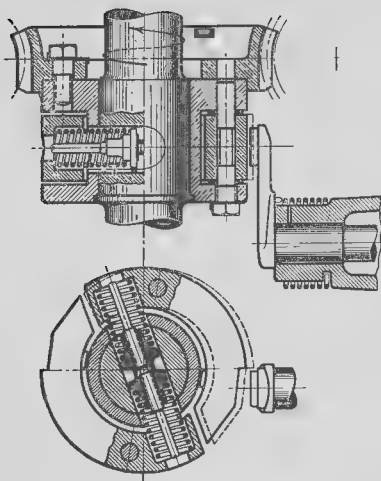


Рис. 4-51 Предохранительный выключатель турбины Броун-Бовери.

превысит определенную предельную величину. Это может произойти, если междупаточные каналы значительно сузились вследствие загрязнения осадками. У новых турбин предохранительный клапан заменяет автомат, который в случае недопустимого повышения давления внутри турбины воздействует посредством специального вентиля на давление масла в системе регулирования и ограничивает подвод пара настолько, что внутри турбины давление не может превысить заданной величины.

По конструкции это устройство напоминает описанные ниже регуляторы давления (гл. 6). Резиновая или металлическая диафрагма испытывает сверху давление пара, а снизу — пружины. Прогниваясь при изменении давления пара, диафрагма переставляет золотник, связанный с ней шпинделем.

В 1930 г. фирма Броун-Бовери ввела новую конструкцию регулирующего устройства, схема которого показана на рис. 4-52. Основная особенность его заключается в том, что стопорный клапан 1 открывается уже не от руки, а при помощи масляного сервомотора 2 и закрывается сильной пружиной при понижении давления масла.

Стопорный клапан 1 перед открыванием должен быть уравновешен впуском пара через

маленький перепускной (разгрузочный) клапан 3; очевидно, что одинаковое давление по обе стороны тарелки клапана 1 может установиться только в том случае, если все сопловые клапаны 4 будут закрыты. Это условие, так же как и соблюдение необходимой последовательности всех остальных операций пуска в ход, автоматически обеспечивается пусковым контроллером 5. Вращая рукой маховиком контроллера так же, как в прежних конструкциях маховик стопорного клапана, получают следующую последовательность операций: 1) закрываются сопловые клапаны 4; 2) открывается разгрузочный клапан 3; 3) открывается стопорный клапан 1; 4) открывается сопловой клапан 4 и ротор начинает вращаться.

По достижении нормального числа оборотов центробежный регулятор, обычным путем открывая отверстие 6, устанавливает нужное давление масла в регулирующей системе и принимает на себя регулирование машины.

При останавливании турбины процесс протекает в обратном порядке.

Регулятор безопасности 7 установлен непосредственно на главном валу 8 турбины и при чрезмерном повышении числа оборотов воздействует на золотник 9 пускового контроллера; золотник опускается вниз, благодаря чему давление масла в системе резко падает и клапаны 1 и 4 захлопываются действием своих пружин. Кроме того, можно быстро остановить турбину ударом руки по кнопке 10.

Центробежный регулятор 11 и главный масляный насос 12 приводятся при помощи зубчатой передачи 13. Вспомогательный масляный турбонасос 14 включается от руки клапаном 15, а у крупных машин имеет, кроме того, автоматическое пусковое устройство.

Клапан 16 является контрольным приспособлением, позволяющим предупреждать заедание стопорного клапана. Открывая и закрывая клапан 16, можно дать шпинделю стопорного клапана движение назад и вперед на искоторую величину, т. е. расхаживать его без снижения нагрузки турбины.

Контрольный клапан 17 служит для проверки регулирующих клапанов на холостом ходу турбины. При открывании этого клапана стопорный клапан 1 закрывается, число оборотов турбины начинает снижаться и центробежный регулятор повышает давление масла в системе регулирования, вследствие чего один за другим начинают открываться регулирующие клапаны. При этом можно проверить последовательность их открытия и при каком давлении масла происходит открытие каждого клапана.

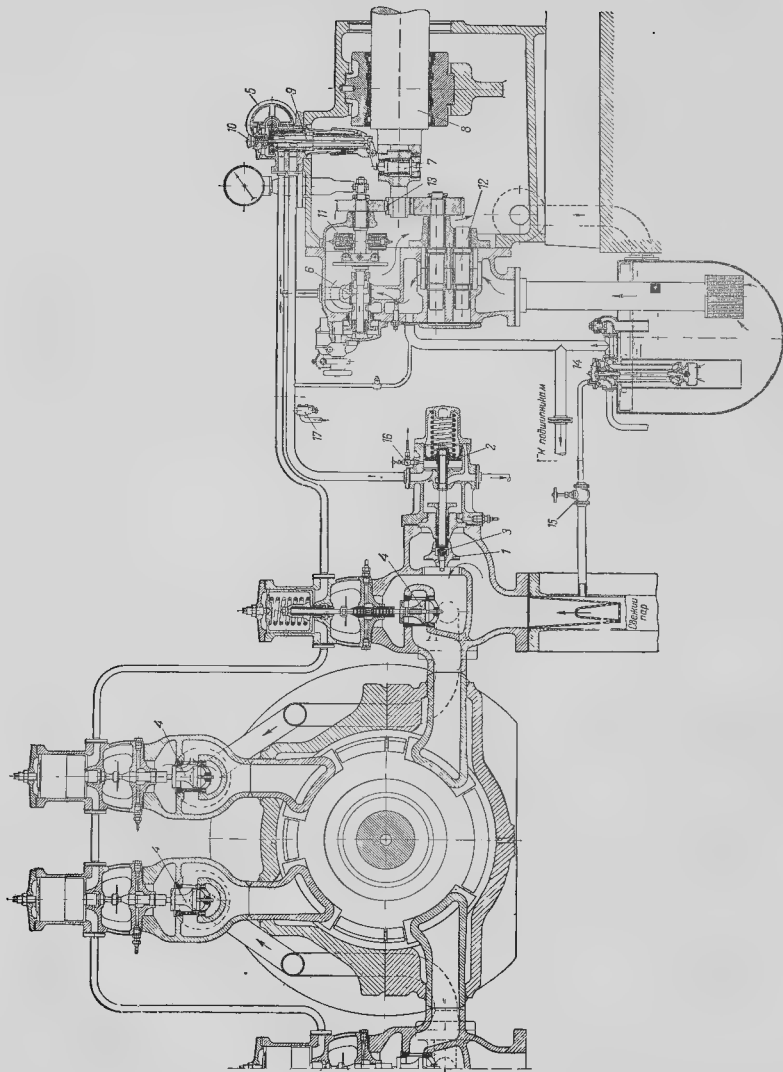


Рис. 4-52. Схема регулирующего устройства турбины Броун-Бовера более новой конструкции.

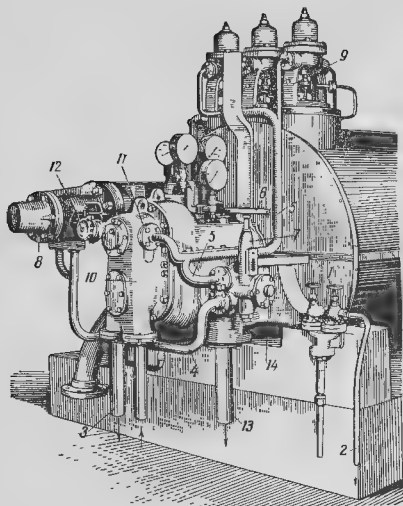


Рис. 4-53. Расположение органов регулирования на турбине Броун-Бовери.

1 — клапан паропровода к вспомогательному масляному турбо-наосу; 2 — паропровод к вспомогательному масляному турбо-наосу; 3 — маслопровод к подшипникам; 4 — маслопровод к предохранительному выключателю; 5 — маслопровод к системе регулирования; 6 — маховик пускового контроллера; 7 — контроллер; 8 — стопорный клапан; 9 — сливной клапан; 10 — главный масляный насос; 11 — кожух скоростного регулятора; 12 — приспособление для изменения числа оборотов; 13 — сливной маслопровод; 14 — кнопка для останова турбины от руки

Для того чтобы испытать исправность предохранительного выключения, у большинства новых турбин Броун-Бовери нет надобности повышать число оборотов турбины; впуская масло под давлением в механизм предохранительного выключателя через клапан, не показанный на рис. 4-52, и отверстие в главном валу, можно привести грузы выключателя в выключающее положение и остановить турбину. Нужное давление масла, указываемое манометром, дает возможность при помощи несложного вычисления определить число оборотов, при котором подает регулятор в эксплуатационных условиях.

На рис. 4-53 показан общий вид системы регулирования Броун-Бовери новой конструкции.

Турбины АЭГ

Характерные черты однокорпусных турбин АЭГ следующие:

- 1) малое количество ступеней;

2) большие зазоры между рабочими лопатками и диафрагмами и между лопатками и корпусом турбины;

3) дисковая конструкция ротора с применением цельнокованных роторов при малых диаметрах и с посадкой дисков на конические втулки при больших диаметрах дисков.

На рис. 4-54 изображен разрез небольшой турбины АЭГ распространенного типа. Эти турбины имеют двухвенечный диск в первой степени и от пяти до девяти последующих активных ступеней.

Ротор турбины и связанный с ним жесткой муфтой ротор генератора покоятся на трех опорных подшипниках. Передний подшипник, установленный на самостоятельной фундаментной плите и связанный с корпусом турбины болтами и шпонками, имеет возможность перемещаться по направляющим в осевом направлении при расширении корпуса турбины от нагревания.

Корпус турбины отлит из чугуна и имеет разъем в горизонтальной плоскости; для облегчения изготовления, монтажа и транспорта он делается обычно разъемным и в вертикальной плоскости.

Валы выполняются как жесткими, так и гибкими. Рабочее число оборотов вала фирма принимала приблизительно на 30% выше или ниже критического.

Помещенный на переднем конце вала упорный подшипник выполнялся до 1920 г. гребенчатый; после этого времени фирма перешла исключительно на упорные подшипники сегментного типа.

Крепление дисков на валу осуществляется коническими втулками (рис. 3-51, е).

Хвосты рабочих лопаток имеют форму ласточкина хвоста и входят в соответствующие выточки по окружности дисков; конструкция лопаточного замка подобна показанной на рис. 3 69. Головки лопаток связаны ленточными банджами, разрезанными на отдельные сегменты для обеспечения свободного расширения при нагревании.

Осевые зазоры между лопаточными венцами и неподвижными частями турбины зависят от размера машины и выполняются от 2 до 6 мм с обеих сторон для первого диска и от 5 до 10 мм для дисков части низкого давления; радиальные зазоры между венцами и кожухом в зависимости от диаметра диска равны 7—12 мм. Турбина имеет лабиринтовые уплотнения в местах прохода вала сквозь диафрагмы и корпус. Давление уплотняющего пара, подаваемого к лабиринтам, регулируется от руки у турбин малой и средней мощности и автоматически — у крупных турбин.

Турбины «предельной мощности» (однокорпусные с однопоточной частью низкого давления) строились фирмой АЭГ до мощности 40 000 квт при 3000 об/мин. Такая турбина показана в разрезе на рис. 4-55. Следует отметить компактность этой машины, массивную конструкцию дисков последних ступеней и одноветечный диск в первой ступени. Средний диаметр последнего диска составляет около 2 м. В полость 1 за второй ступенью при перегрузках подводится свежий пар. Гибкий вал турбины уложен на самоустанавливающиеся подшипниках и соединен с валом генератора жесткой муфтой 2, а с отдельным валиком, несущим червяк 3, гибкой муфтой 4. Установка червячного валика на два независимых подшипника имеет целью предохранить червячное зацепление от разверки при прогибах

и вибрации главного вала турбины. Турбина снабжена электромоторным валоповоротным приспособлением. Коэффициент полезного действия такой турбины сравнительно невелик.

Двухкорпусные турбины АЭГ. В тех случаях, когда от турбины требуется более высокий к. п. д., он достигается за счет более дорогой конструкции; турбина выполняется с большим количеством ступеней, обуславливающим деление турбины на два корпуса. При очень глубоком вакууме или очень больших мощностях фирма прибегает к дублированию ступеней в части низкого давления во избежание чрезмерной высоты лопаток последних дисков; такое дублирование особенно целесообразно при двухкорпусной конструкции.

Примером конструкции турбины высокого давления может служить изображенная на рис. 4-56 двухкорпусная турбина мощностью 35 000 квт, 3000 об/мин, рассчитанная на начальные параметры пара 100 атм, 500°С.

Как видно из этого чертежа, турбина представляет собой развитие однокорпусной турбины той же мощности, изображенной на рис. 4-55. В связи с высокими начальными параметрами пара часть высокого давления вы-

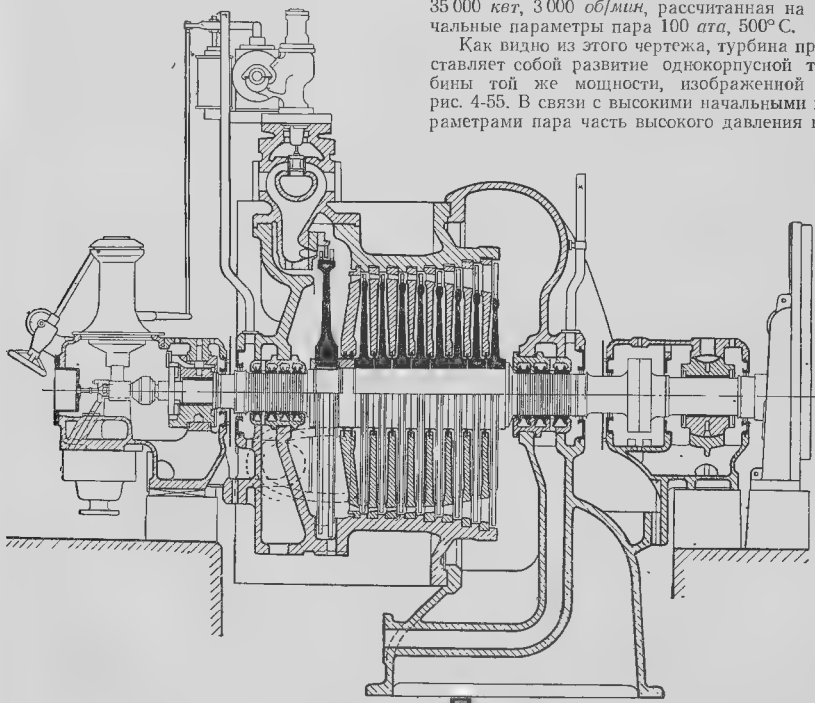


Рис. 4-54. Продольный разрез турбины АЭГ мощностью 3000 квт, 3000 об/мин.

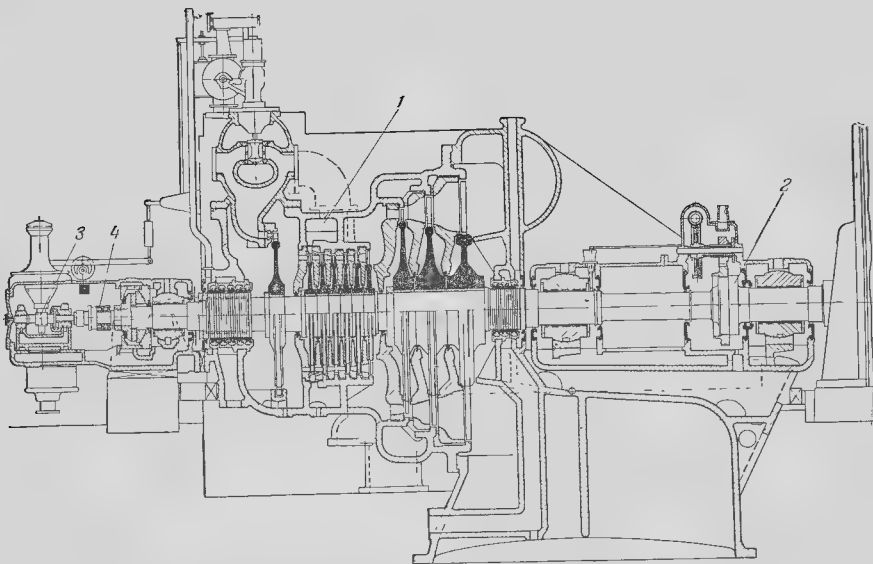


Рис. 4-55. Продольный разрез турбины АЭГ мощностью 30 000—40 000 квт, 3 000 об/мин.

делена в отдельный корпус массивной конструкции с большим числом ступеней давления и сильно развитыми концевыми уплотнениями. Роторы корпусов высокого и низкого давления соединены друг с другом зубчатой муфтой с удлиненной промежуточной частью с целью компенсации расцентровки в результате тепловых деформаций корпусов при работе. В остальном конструкция турбины подтверждает возможность использования обычных конструктивных форм для турбин высокого давления при условии правильного выбора материалов.

Регулирование турбин АЭГ. Турбины АЭГ имеют сопловое парораспределение посредством четырех—семи клапанов, управляемых ротативным сервомотором, поворачивающим кулачковый валик в нужном направлении (рис. 4-57).

При высоком давлении свежего пара подъем односедельных клапанов становится затруднительным; поэтому фирма АЭГ в новых конструкциях турбин применяет двухседельные регулирующие клапаны, конструкция которых показана на рис. 4-58. Этот клапан почти полностью уравновешен и требует значи-

тельно меньших усилий для подъема, в связи с чем чувствительность регулирования возрастает.

В турбинах большой мощности фирма АЭГ применяет регуляторы скорости с усилителем (рис. 4-59). В таком регуляторе грузы 1, переходя под действием центробежной силы, перемещают вверх дроссельный штифт 2. При этом увеличивается сечение для слива масла из полости 3 над поршнем небольшого сервомотора, установленного над регулятором; давление масла над поршнем падает, и сильная пружина 4 переставляет вверх шпindel регулятора вместе с регулирующим рычагом 5. Синхронизатор 6 позволяет изменять число оборотов турбины на $\pm 10\%$ изменением натяга внутренней пружины 7.

Предохранительный выключатель турбины АЭГ (рис. 4-60) состоит из кольца 3, сидящего на главном валу 1; центр тяжести этого кольца не совпадает с центром вращения, но при нормальном числе оборотов кольцо удерживается в определенном положении пружиной 4.

При повышении числа оборотов примерно на 10% сверх нормального кольцо под

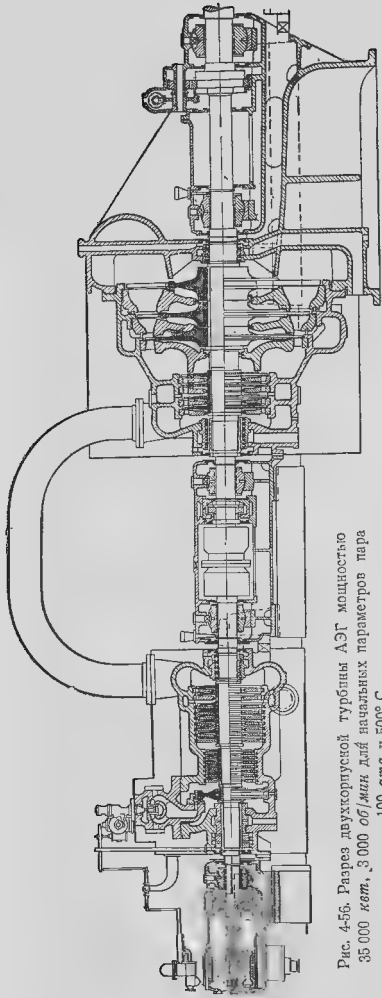


Рис. 4-56. Разрез двухпоршневой турбины АЭГ мощностью 35 000 кет, 3 000 об/мин для начальных параметров пара 100 ата и 500° С.

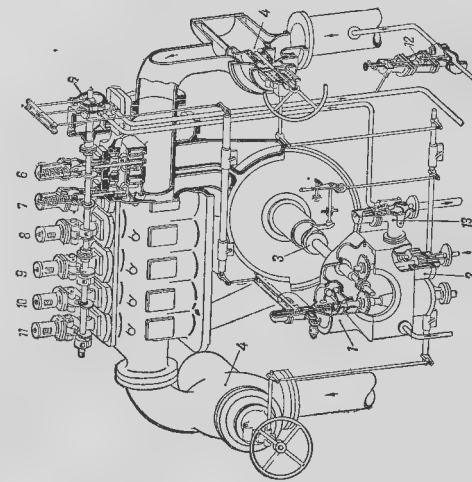


Рис. 4-57. Регулирующий механизм турбины АЭГ.

1 — центробежный регулятор; 2 — главный масляный насос; 3 — предохранительный выключатель; 4 — автоматический стартовый клапан; 5 — сервомотор соловых клапанов; 6-11 — клапаны; 12 — паромасляный регулятор; 13 — масляный регулятор.

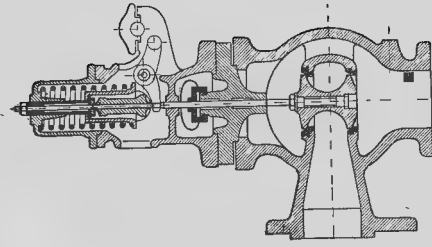


Рис. 4-58. Регулирующий клапан турбины АЭГ.

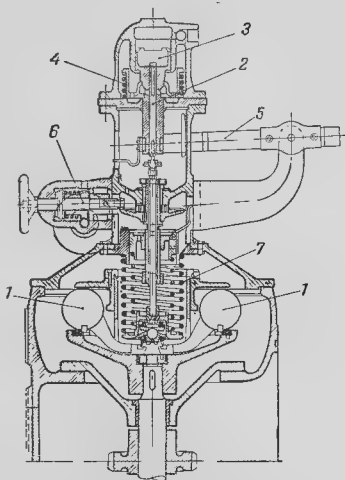


Рис. 4-59. Центробежный регулятор АЭГ с усилителем.

1 — грузы; 2 — дроссельный штифт, 3 — усилитель (сервомотор);
4 — пружина усилителя; 5 — передаточный рычаг; 6 — синхронизатор, 7 — внутренняя пружина регулятора.

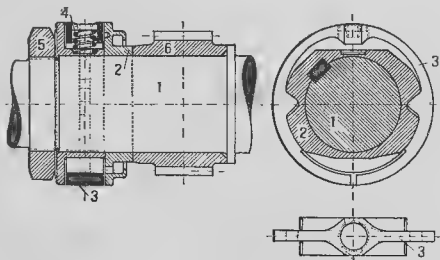


Рис. 4-60. Предохранительный выключатель турбины АЭГ.

1 — вал, 2 — муфта, 3 — кольцо; 4 — пружина, 5 — гайка,
6 — шестерня.

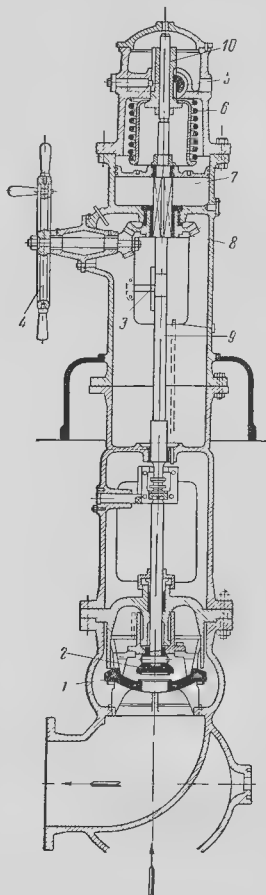


Рис. 4-61. Стопорный клапан АЭГ.

1 — главный клапан, 2 — разгрузочный клапан, 3 — указатель положения клапана, 4 — извощик, 5 — защелка, 6 — зажимающая пружина, 7 — воздушный буфер; 8 — коническая втулка; 9 — шток клапана, 10 — втулка.

действием центробежной силы смещается в сторону, сжимая пружину, и отжимает особый рычаг, связанный тягами со стопорным клапаном, который мгновенно захлопывается.

Стопорный клапан (рис. 4-61) удерживается в открытом положении защелкой 5, заходящей в вырез, имеющийся во втулке 10 с внутренней резьбой, в которую винчивается шток 9 при вращении маховичка 4. При освобождении защелки 5 под действием предохранительного выключателя или от руки втулка 10, а вместе с ней и клапан под действием сильной пружины падают вниз. Для предохранения клапана и его седла от разбивания при захлопывании введен воздушный буфер 7.

Общее расположение органов регулирования турбины АЭГ можно видеть на рис. 4-57.

Турбины Сименс

Фирма Сименс выпускала турбины двух типов: с осевым потоком пара и с радиальным потоком. Турбины последнего типа строились чаще для теплофикационных целей и их конструкцию мы рассмотрим в гл. 6 книги.

Конденсационные осевые турбины этой фирмы принадлежат к числу активно-реактивных; они имеют одну активную регулируемую ступень и последующие реактивные ступени.

Однокорпусные турбины имеют при невысоких параметрах пара одновенечную активную ступень в качестве регулирующей и дальнейшее реактивное облопачивание, размещенное на роторе барабанного типа с рядом уступов (рис. 4-62). При повышенном давлении свежего пара регулирующая ступень выполняется двухвенечной.

На передней части ротора имеется разгрузочный поршень.

Передняя часть корпуса отливается из стали, выхлопной патрубком — из чугуна. Корпус закреплен на фундаментной плите со стороны выхлопного патрубка и может свободно удлиняться в направлении к переднему подшипнику; стойка последнего при этом скользит по фундаментной плите, направляемая шпонками.

Критическое число оборотов ротора лежит значительно выше рабочего числа оборотов. Ротор уложен на двух опорных подшипниках самоустанавливающегося типа. Упорный подшипник — сегментного типа.

У двух- и трехкорпусных турбин Сименс большей мощности применено раздвоение потока пара в части н. д. в целях уменьшения потерь с выходной скоростью. Роторы турбин выполнены в виде барабанов с дисками без центральных отверстий.

Представленная на рис. 4-63 турбина установлена на одной из наших электростанций. Корпус высокого давления этой турбины отлит из стали и состоит из двух частей. Пар подводится к нему из расположенной сбоку клапанной коробки и входит в кольцевой канал, снабженный перегородками, откуда попадает в сопловые сегменты; каналы сопел выфрезерованы в сплошной поковке из специальной стали. Первая ступень турбины выполнена в виде одновенечного активного диска; дальнейшие ступени реактивные, их рабочие лопатки установлены на барабанах. Максимальный пропуск пара через турбину достигается при впуске пара в промежуточную ступень турбины через обводный клапан.

Направления течения пара в корпусах высокого и среднего давления противоположны, благодаря чему осевые давления взаимно уравновешиваются.

Пар из корпуса среднего давления по трубам (ресиверам) подводится к середине корпуса низкого давления, откуда двумя равными потоками расходится по направлению к выпускным патрубкам и конденсируется в двух конденсаторах поверхностного типа.

Ротор корпуса низкого давления выполнен в виде барабана с прикрепленными по концам посредством болтов дисками (рис. 4-64); диски не имеют отверстий в центре. Крайний диск откован заодно с соответствующей частью вала. Критическое число оборотов ротора лежит значительно выше рабочего числа оборотов.

Корпус низкого давления отлит из специальной чугуна.

Регулирование турбин Сименс. Турбины этой фирмы имеют словное парораспределение.

Механизм регулирования включает в себя пусковое и предохранительное устройства и устройство для подрегулирования числа оборотов, и мощности турбины.

Пусковое и предохранительное устройство. Схема регулирующего механизма изображена на рис. 4-65. При пуске турбины в ход начальное давление масла в системе создается вспомогательным турбо-насосом 1, соединенным посредством маслопровода и обратного клапана 2 с главной масляной системой. После того как турбина разовьет достаточное число оборотов, в действие вступает главный масляный насос 3, приводимый от вала турбины. Специальный клапан 4 поддерживает в системе регулирования неизменное давление около 5 *ата* и понижает давление масла, идущего в систему смазки, до 1,6—2 *ата*.

По трубе 5 масло поступает в камеру 6, где его давление держит буксу 7 в изображенном на схеме рабочем (верхнем) положении; то же воздействие масло оказывает и на золотник 8, поступаая по трубе 9 в камеру 10. Далее, по трубе 11 масло поступает под поршень 12 сервомотора, связанный штоком со стопорным клапаном 13 турбины. Отверстия 14 в поршне во время работы турбины закрыты кольцевым клапаном 15, сидящим на нижнем конце шпинделя 16 ручного маховичка 17.

Благодаря давлению масла снизу на поршень 12 клапан 13 держится во время работы турбины открытым; если же давление масла в системе почему-либо значительно понизится, то клапан 13 автоматически закроется под действием пружины 18.

Очевидно также, что турбину нельзя пустить в ход при недостаточном давлении масла в системе, что исключает возможность повреждения подшипников при работе с недостаточной смазкой.

При пуске турбины в ход стопорному клапану дают медленно открываться, постепенно поворачивая маховичок 17; если же открывать маховичок слишком быстро, то поршень 12 отстанет в своем движении вверх (вызываемом давлением масла) от шпинделя

с клапаном 15, масло проникнет через отверстие 14 в пространство над поршнем, и пружина 18 получит возможность захлопнуть стопорный клапан. Для того чтобы открыть его снова, нужно вновь завернуть до конца маховичок и после этого начать медленно отвертывать. Это устройство имеет своей целью обезопасить турбину от последствий чрезмерно быстрого пуска в ход, обычно связанного с гидравлическими ударами.

Клапан 15 имеет еще следующее значение. При предохранительном выключении небольшое начальное перемещение поршня 12 книзу открывает доступ маслу в пространство над поршнем, что способствует быстрому и надежному захлопыванию стопорного клапана.

Предохранительное выключение может последовать при наличии одной из следующих причин:

- 1) при повышении числа оборотов турбины на 10%, после чего вступает в действие предохранительный выключатель 19,
- 2) при понижении давления масла в системе вследствие какой-либо неисправности.

В первом случае останавливание турбины происходит следующим образом: при достижении определенного числа оборотов боек или кольцо предохранительного выключателя 19 через посредство углового рычага переставляет буксу 7 книзу и масло из камеры 6 получает свободный выход, вследствие чего его давление мгновенно падает. Движение буквы 7 вниз открывает свободный выход маслу из ци-

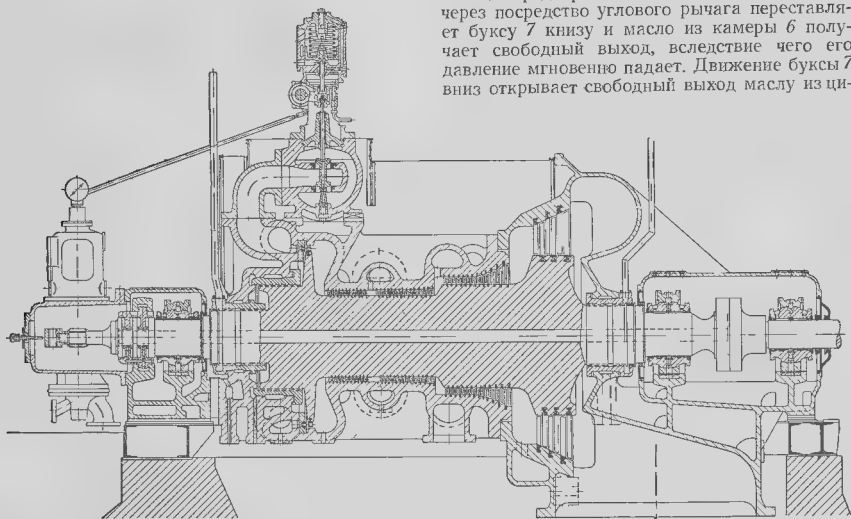


Рис. 4-62. Продольный разрез однокорпусной турбины Сименс мощностью 10 000 квт, 3000 об/мин.

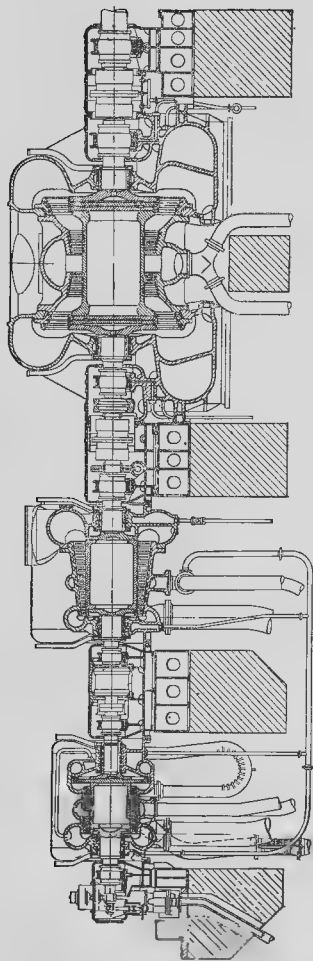


Рис. 4-63. Продольный разрез трехкорпусной турбины Сименс мощностью 44 000 кет, 1500 об/мин.

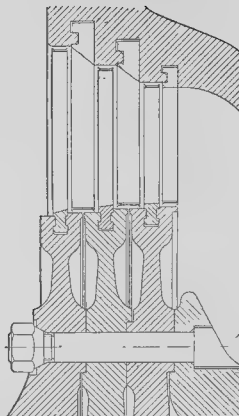


Рис. 4-64. Крепление дисков в части низкого давления турбины Сименс.

линдра сервомотора 12 через трубу 11, камеру 10, канал 22 и канал 23, вследствие чего давление на поршень 12 прекращается и пружина 18 захлопывает стопорный клапан 13. Как уже было упомянуто выше, закрытие клапана облегчается тем, что при движении поршня 12 вниз открывается добавочный ход для масла через отверстие 14.

Одновременно вследствие понижения давления масла в камере 10 перемещается золотник 8, открывающий доступ маслу из трубы 9 по трубе 24 в верхнюю полость цилиндра сервомотора 25 регулирующего клапана 21. Поршень этого сервомотора опускается и закрывает клапан. Таким образом, под действием предохранительного выключателя одновременно закрываются стопорный и регулирующие клапаны, что обуславливает большую надежность работы выключающего устройства.

Выключение турбины при понижении давления масла в системе происходит аналогичным образом; только перемещение вниз буксы 7 и золотника 8 вызывается в этом случае не ударом предохранительного выключателя, а действием пружины и собственного веса этих деталей. Остановить турбину можно также и от руки, опустив буксу 7 при помощи рукоятки 26.

На рассмотренной нами схеме рис. 4-65 был для простоты изображен только один регулирующий клапан 21, управляемый сервомотором 25 обычного типа с цилиндриче-

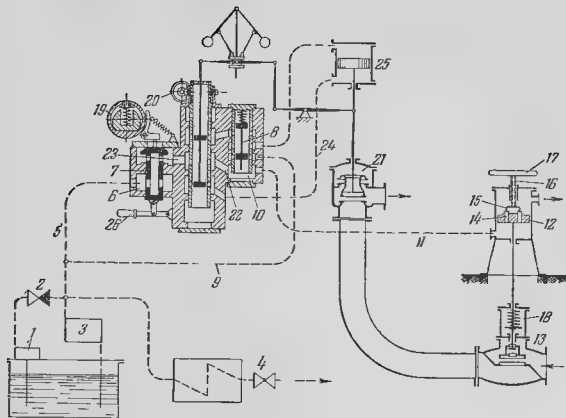


Рис 4-65. Схема регулирования турбины Сименс

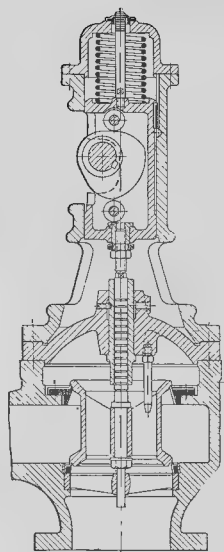


Рис. 4-66. Регулирующий (сопловой) клапан турбины Сименс.

ским поршнем; в действительности вместо одного клапана у всех крупных машин имеется коробка с несколькими сопловыми клапанами, приводимыми в действие ротативным (вращательным) сервомотором посредством кулачкового вала.

Свежий пар подводится через тарельчатый стопорный клапан к установленным в клапанной коробке регулирующим двухседельным клапанам (рис. 4-66), через которые он проходит к соплам первой ступени. Мощные турбины питаются паром из двух паропроводов (рис. 4-67) и имеют два стопорных клапана.

Клапанная коробка выполнена из литой стали. Тарелки клапанов выполняются из углеродистой стали, а вставные гнезда из стали с большим содержанием никеля.

Сопловые клапаны устанавливаются или непосредственно на самой машине (рис. 4-62), или отдельно от нее — спереди или сбоку

Центробежный регулятор 1 (рис. 4-68) приводится во вращение от вала турбины посредством червячной передачи; на общем вертикальном валике с ним сидит ведущая зубчатка главного масляного насоса 2. У турбин очень большой мощности имеется второй симметрично расположенный вертикальный валик для привода второго масляного насоса.

В сервомоторе 3 сопловых клапанов масло действует на крыльчатый поршень с двух сторон, вследствие чего получается значительный вращающий момент. Как видно из рис. 4-67

крыльчатый поршень сервомотора поворачивает вал с кулачками, на котором он заклинен; при повороте этого вала в ту или иную сторону кулачки поднимают или опускают клапаны, открывая доступ большего или меньшего количества пара в ту или иную группу сопел.

Клапаны поднимаются давлением кулачка на верхний ролик (рис. 4-66) и опускаются в нормальных условиях действием пружины; если же клапан, опускаясь, почему-либо задержится, то кулачок нажмет на нижний ролик и принудительно опустит клапан до конца.

Установка золотника в среднее положение после перестановки клапанов достигается посредством шайбы со спиральным прорезом (см. аналогичное устройство на рис. 4-6).

У самых мощных и у малых турбин вместо ротативного сервомотора в некоторых случаях применяются один или несколько сервомоторов поршневого типа, устанавливаемых сбоку турбины.

Турбины радиального типа фирмы Сименс снабжаются гидродинамическим регулированием — см. стр. 122.

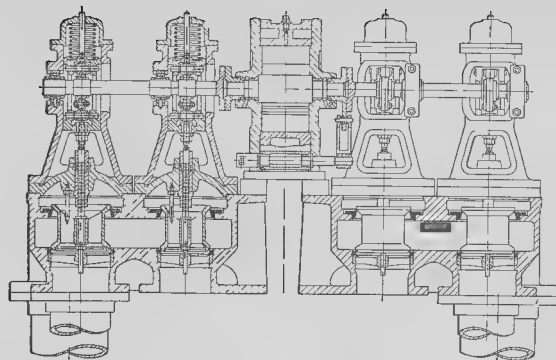


Рис. 4-67. Продольный разрез по регулиющим клапанам и сервомотору турбины Сименс.

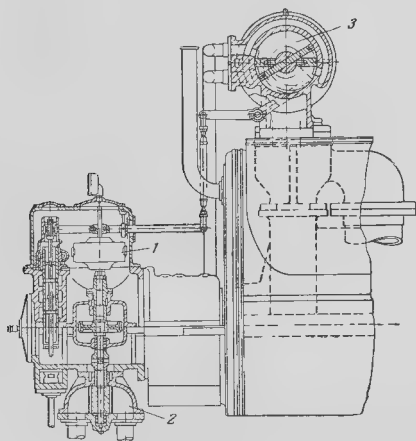


Рис. 4-68. Привод регулятора и сервомотора турбины Сименс.

Турбины Юнгстрем

Турбина Юнгстрем работает по чисто реактивному принципу и имеет радиальный поток пара, направленный от центра к периферии дисков. Устройство турбины схематически показано на рис. 4-69; она состоит из двух дисков, насаженных на концы отдельных независимых валов, вращающихся в противоположные стороны. Лопатки закреплены в дисках

последовательными кольцевыми рядами перпендикулярно плоскости дисков. Венцы лопаток одного диска входят в промежутки между венцами другого; благодаря этому каждый венец лопаток одновременно является рабочим для своего диска и направляющим для другого. Таким образом, при вращении дисков в разные стороны с равным числом оборотов скорость рабочей лопатки относительно направляющей получается в 2 раза большей, чем в нормальной конструкции с неподвижными направляющими лопатками. Это дает возможность выполнить турбину с числом ступеней, приблизительно в 2 раза меньшим, чем у нормальной реактивной

турбины, вследствие чего турбина Юнгстрем получается весьма компактной.

Радиальный поток пара от центра наружу дает еще следующие преимущества: корпус турбины омывается только отработавшим паром, имеющим низкую температуру (рис. 4-70), и поэтому он может быть выполнен легким и дешевым (чугунное литье); отпадает надобность и в изоляции турбины, только впускной паропровод и стопорный клапан должны быть изолированы.

На рис. 4-69 детали, вращающиеся в разные стороны, имеют штриховку, направленную в разные стороны, а неподвижные детали — черные.

На концах валов 1 закреплены диски 2 с лопатками 3. Вали вращаются в разные стороны, и каждый приводит во вращение свой генератор, мощность которого составляет половину мощности всего агрегата. На рис. 4-69 генераторы не показаны, но их расположение хорошо видно на рис. 4-78, 4-80 и 4-81. Пар поступает по трубам 4 в камеры 5, откуда он через отверстия 6 в дисках попадает в первый (внутренний) венец лопаток. Начиная отсюда, пар, расширяясь, протекает в радиальном направлении по лопаточному аппарату, совершая полезную работу. Отработавший пар, выходящий в наружную кольцевую полость 7, отводится в конденсатор через парубок 8.

Профили лопаток показаны на рис. 4-71. Конструктивный чертеж турбины представлен на рис. 4-72.

Сечение междулопаточных пространств венцов должно увеличиваться по мере расши-

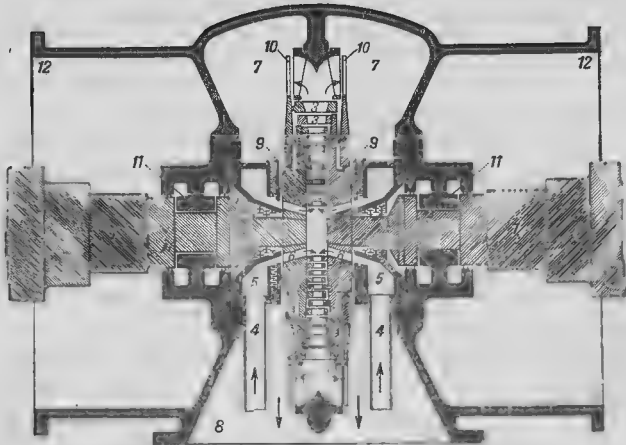


Рис. 4-69 Схематический продольный разрез радиальной турбины Юнгстрем.

рения пара; до известной степени это условие удовлетворяется самим расположением венцов, диаметр которых возрастает по мере удаления от центра, но лопатки последних ступеней приходится делать постепенно увеличива-

ющимися по длине. Лопатки конечных венцов, получающиеся значительной длины, выполняют для большей прочности разделенными на несколько секций.

У мощных конденсационных турбин, последние ступени которых должны пропускать очень большие объемы пара, каждый диск дополнительно несет радиально установленные лопатки (10 на рис. 4-79 и 1 на рис. 4-72); соответственно к корпусу турбины прикреплены неподвижные направляющие (сопловые) аппа-

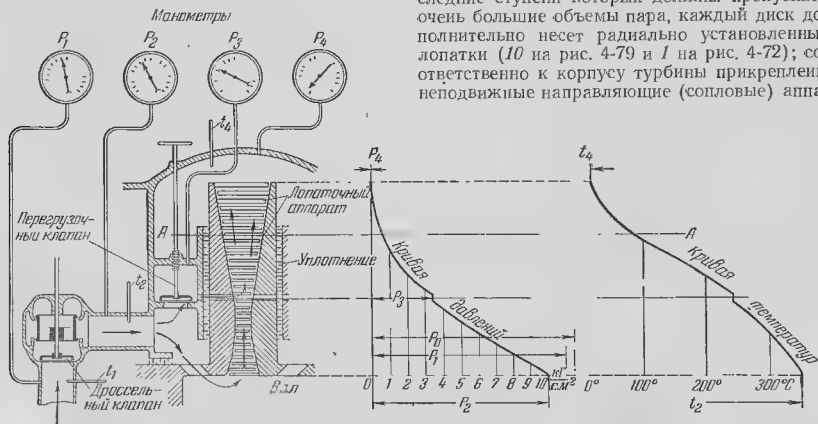


Рис. 4-70. Кривые температур и давлений пара в турбине Юнгстрем.

P — давление пара; t — температура пара. Кривые давления и температуры начерчены так, что показывают состояние пара в ближайшем лопаточном венце схематического разреза турбины. За $A-A$ пар переходит из перегретого во влажное состояние.



Рис. 4-71. Профили лопаток турбины Юнгстрем.

раты. Эти ступени устроены, следовательно, так же, как у нормальных турбин с аксиальным потоком пара; они дают возможность осуществить разветвленный выпуск, при котором каждый из последних венцов пропускает только половину всего количества пара, потребляемого турбиной.

Некоторые внутренние детали турбины Юнгстрем имеют при работе резко различные температуры в разных местах; так, например, диски подвергаются действию горячего свежего пара в центре и отработавшего пара с температурой $20-30^{\circ}\text{C}$ по окружности. При обычной жесткой конструкции дисков, жестком креплении лопаток и т. п. это привело бы к недопустимым напряжениям и деформациям; система эластичного скрепления отдельных деталей дала возможность преодолеть это затруднение и

в то же время позволила безопасно применять небольшие зазоры.

Диски (рис. 4-73) подразделены на части, соединенные посредством расширительных колец, имеющих в поперечном сечении профиль, напоминающий восьмерку.

Диск, изображенный на рис. 4-73, состоит из трех частей, и каждая отдельная часть диска может свободно расширяться, не вызывая добавочного напряжения в соседней связанной с ней части. Для того чтобы при внезапных изменениях температуры не происходило ослабления посадки дисков на валах, концы последних сделаны пустотелыми (рис. 4-72) и могут, следовательно, прогреваться или остывать приблизительно с такой же скоростью, как и диски.

Венцы лопаток прикреплены к дискам также посредством расширительных колец. На рис. 4-74 и 4-75 показаны разрезы части лопаточного венца. Лопатки 1 (рис. 4-74) завальцованы с обоих концов 2 в «усиливающие» кольца 3, одно из которых соединено посредством расширительного кольца 5 с «за-

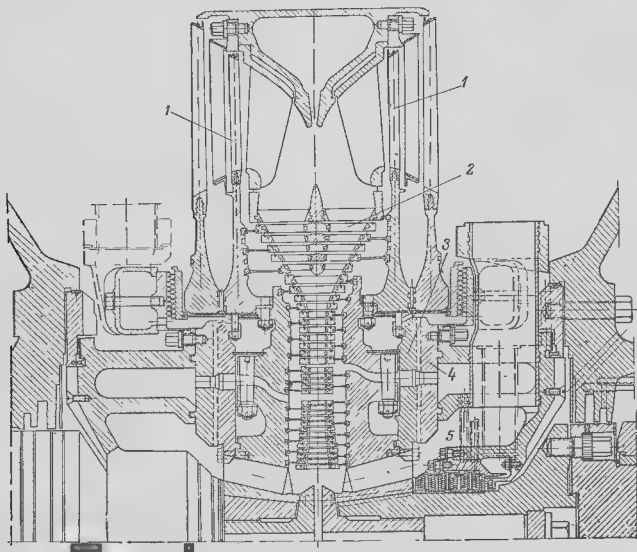


Рис. 4-72. Продольный разрез верхней части турбины Юнгстрем большой мощности с радиальными и аксиальными лопатками.

1 — аксиальная лопаточная система; 2 — радиальная лопаточная система; 3 — подвижной уравнивающий диск; 4 — неподвижный уравнивающий диск; 5 — паровая камера.

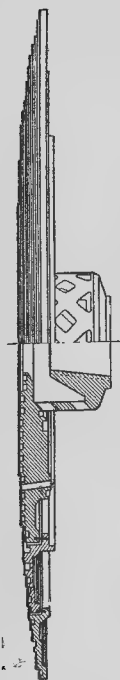


Рис. 4-73 Диск турбины Юнгстрем.

Разгрузка роторов от осевого давления производится посредством уравнивающих дисков с лабиринтовой системой.

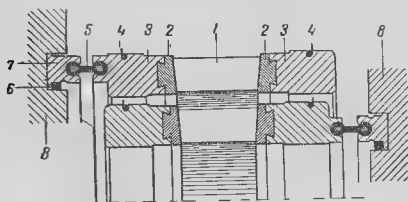


Рис 4-74 Разрез крепления лопаточного венца турбины Юнгстрем

1 — лопатка, 2 — хвост лопатки, 3 — усиливающее кольцо, 4 — уплотнительное кольцо, 5 — расширительное кольцо, 6 — крепление, 7 — закрепляющее кольцо, 8 — тело диска.

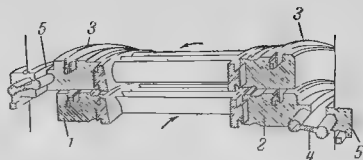


Рис. 4-75 Часть лопаточного венца турбины Юнгстрем.

1 и 2 — усиливающие кольца; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — расширительное кольцо; 5 — закрепляющее кольцо

Уравнивающие диски 9 (рис. 4-69) установлены по два на каждом конце ротора, причем один из пары уравнивающих дисков вращается вместе с ротором, а другой неподвижно закреплен в паровой камере. Через лабиринтовое уплотнение уравнивающих дисков протекает небольшое количество пара, который расширяется от состояния свежего пара (в паровой камере) до давления отработанного пара (в выпускном патрубке турбины).

Для уменьшения утечек в концы выступов лабиринтов запрессованы и закреплены проволоочными кольцами уплотняющие гребешки из тонкого листового никеля.

Лабиринты (рис. 4-76) разбиты на две группы, имеющие выступы разных профилей. При смещении вращающегося диска в осевом направлении сечения для протекающего через лабиринты пара (зазоры лабиринта) и давление пара в отдельных камерах уплотнений изменяются таким образом, что при любой нагрузке турбины усилие на подвижный уравнивающий диск должно точно уравновешивать осевое усилие на диск турбины.

Уравновешивающие диски скреплены с корпусом турбины и рабочими дисками посредством расширительных колец; конструктивно уравнивающие диски всегда стремятся выполнить так, чтобы величина зазоров в лабиринтах не менялась при колебаниях температуры пара.

В качестве предохранительной меры по концам обоих валов установлены упорные подшипники, фиксирующие положение ротора и воспринимающие осевые усилия при внезапных колеба-

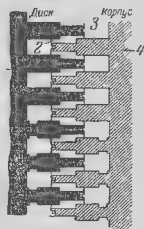


Рис. 4-76. Лабиринт уравнивающих дисков турбины Юнгстрем.

1 — неподвижный диск; 2 — уплотняющий гребешок; 3 — выступ лабиринта; 4 — подвижный диск

ниях нагрузки или неточной компенсации осевых усилий уравновешивающими дисками.

Паровые камеры выполняются из ковanej стали и прикрепляются к чугунному литому корпусу турбины посредством радиально расположенных цилиндрических болтов; такое крепление позволяет телу камеры свободно расширяться при повышении температуры. Камеры служат приемниками для свежего пара, поступающего через дроссельный клапан; из камер пар поступает через отверстия в ступицах дисков к первому венцу лопаток. Каждая камера разделена на две части концентрической перегородкой. Внешнее кольцевое отделение ее может быть соединено с внутренним отделением открыванием перегрузочного клапана (рис. 4-70 и 4-79); при этом свежий пар поступает к венцу лопаток, находящемуся на большем диаметре (т. е. к одной из промежуточных ступеней), что позволяет значительно увеличить пропуск пара через турбину.

Уплотнения валов в местах прохода сквозь корпус турбины выполнены в виде лабиринтного особого типа (рис. 4-77); они состоят из нескольких рядов гребенчатых шайб, попеременно заклиненных шпонками на валу турбины и прикрепленных к паровой камере. Получающийся, таким образом, «многоэтажный» лабиринт дает возможность при очень небольшой длине иметь большое число уплотнительных гребешков. Крайя гребешков лабиринта скошены под углом 45° и сделаны настолько тонкими, что при случайно возникшем задевании их о плоскости соседних гребешков эти края быстро срабатываются, не вызывая сильного нагрева лабиринта. Просачивающийся сквозь лабиринты пар отводится в поверхностный подогреватель питательной воды. Так как оба лабиринта расположены со стороны высокого давления, то возможность засасывания через них воздуха исключена; поэтому они не требуют надзора во время работы турбины.

Регулирование и смазка турбин Юнгстрем. Смазка турбогенератора производится под давлением маслом, поступающим, как уже было упомянуто, от зубчатого масляного насоса. Каждый из четырех главных подшипников имеет свой резервный масляный резервуар с контрольным стеклом, установленный сверху на корпусе турбины; назначение их — обеспечить смазку подшипников при остававливании турбины, когда главный насос уже перестал действовать (см. 41 на рис. 4-78).

Масло охлаждается конденсатом в холодильнике большого размера, благодаря чему теплота трения в подшипниках не теряется,

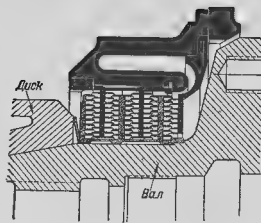


Рис. 4-77. Концевые уплотнения турбины Юнгстрем.

а используется на подогрев питательной воды; в случае необходимости холодильник можно перевести на работу водопроводной охлаждающей водой.

На рис. 4-78 приведена наглядная схема масляной системы турбогенератора Юнгстрем, не требующая особых пояснений.

Регулирование турбины производится, как обычно, при помощи центробежного регулятора. Регулятор 1 (рис. 4-79) посредством червячной передачи приводится во вращение от вала генератора и воздействует на золотник 34, регулирующий поступление масла в цилиндр 22 сервомотора.

Давление масла снизу на поршень 18 сервомотора открывает дроссельный клапан 16, а давление пружины 19 закрывает его; каждому положению регулятора и золотника сервомотора соответствует определенное давление масла, а следовательно и положение дроссельного клапана. Перестановка золотника в среднее положение осуществляется системой тяг 36 и 37.

Масло поступает под давлением от зубчатого насоса 43, доставляющего одновременно масло в систему смазки, причем редукционный клапан снижает давление масла до 2 атм. Необходимое для открывания дроссельного клапана при пуске турбины в ход начальное давление масла создается вспомогательным турбонасосом 44 у больших агрегатов или ручным насосом 45 у малых.

Каждый из турбинных валов имеет свой предохранительный выключатель 31—31, который при повышении числа оборотов примерно на 10% сверх нормального мгновенно закрывает доступ свежего пара. Для этого выключатель воздействует на связанный с ним тросом 29 перепускной клапан 25, который, открываясь, сообщает обе полости цилиндра сервомотора, вследствие чего давление масла снижается на поршень 18 уравновешивается давлением масла сверху и пружина свободно за-

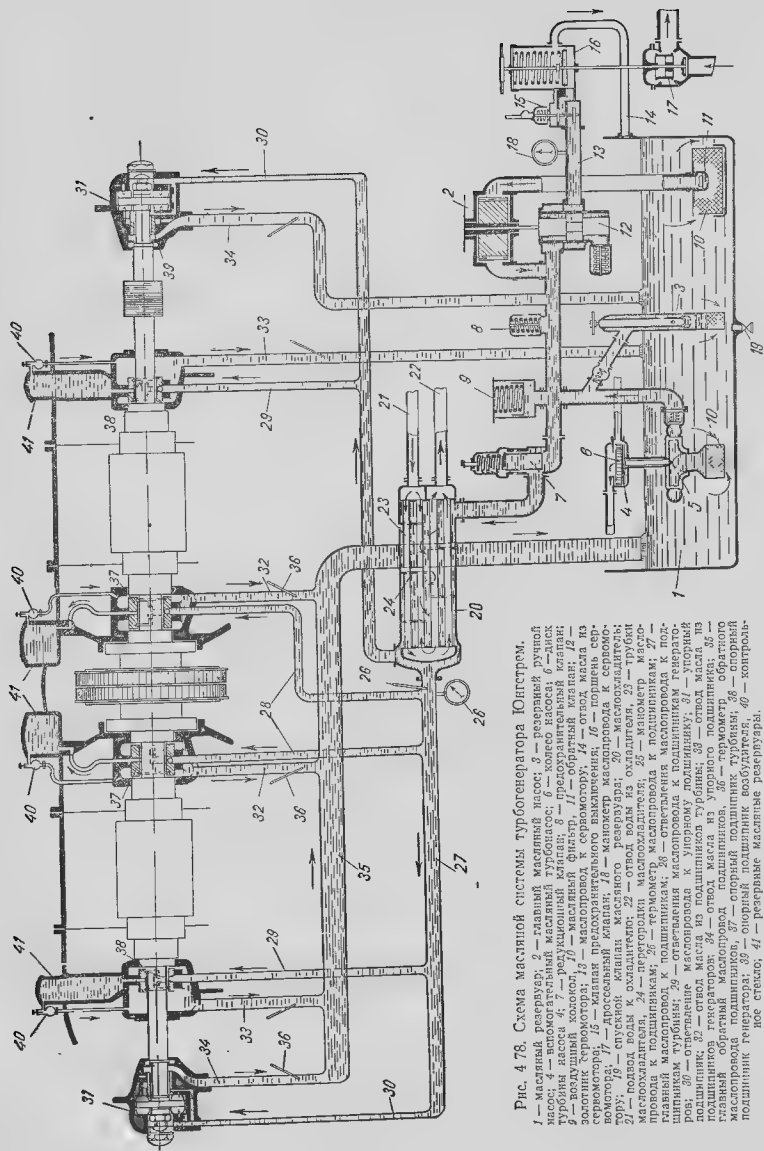


Рис. 4 78. Схема масляной системы турбогенератора Юнгстрем.

1 — масляный резервуар; 2 — главный масляный насос; 3 — резервный ручной насос; 4 — главный масляный насос; 5 — главный масляный насос; 6 — главный масляный насос; 7 — главный масляный насос; 8 — главный масляный насос; 9 — главный масляный насос; 10 — главный масляный насос; 11 — главный масляный насос; 12 — главный масляный насос; 13 — главный масляный насос; 14 — главный масляный насос; 15 — главный масляный насос; 16 — главный масляный насос; 17 — главный масляный насос; 18 — главный масляный насос; 19 — главный масляный насос; 20 — главный масляный насос; 21 — главный масляный насос; 22 — главный масляный насос; 23 — главный масляный насос; 24 — главный масляный насос; 25 — главный масляный насос; 26 — главный масляный насос; 27 — главный масляный насос; 28 — главный масляный насос; 29 — главный масляный насос; 30 — главный масляный насос; 31 — главный масляный насос; 32 — главный масляный насос; 33 — главный масляный насос; 34 — главный масляный насос; 35 — главный масляный насос; 36 — главный масляный насос; 37 — главный масляный насос; 38 — главный масляный насос; 39 — главный масляный насос; 40 — главный масляный насос; 41 — главный масляный насос.

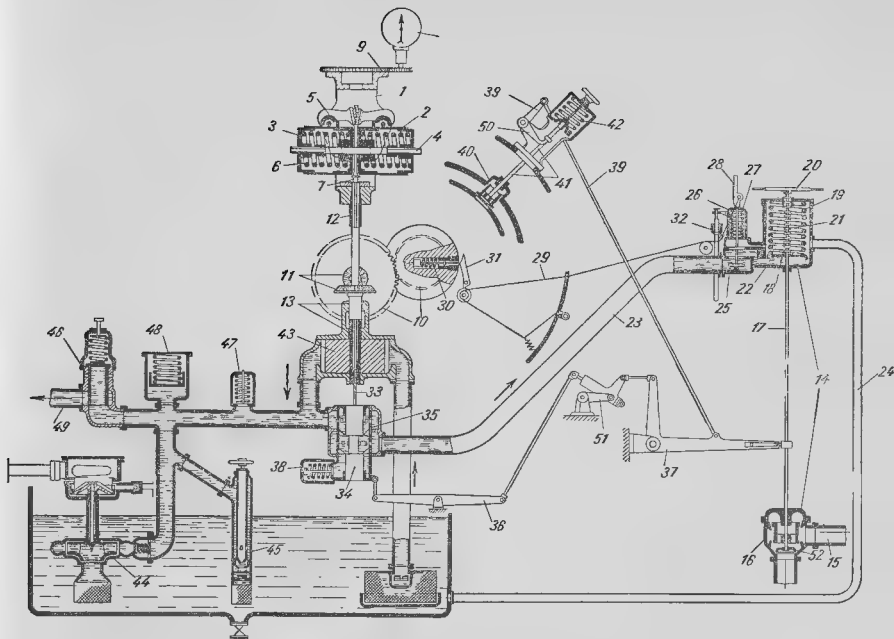


Рис. 479. Схема регулирующего механизма турбины Юнгстрем.

1—центробежный регулятор; 2—груз регулятора; 3—упорная шайба пружины регулятора; 4—направляющая пружина регулятора; 5—шарнир регулятора; 6—пружина регулятора; 7—соединительная тяга к золотнику сервомотора; 8—тахометры; 9—передача к тахометру; 10—11—передача к регулятору; 12—цилиндр регулятора; 13—цилиндр масляного насоса; 14—шпиндель масляного насоса; 15—подвод пара к турбине; 16—дроссельный клапан; 17—шпиндель дроссельного и стопорного клапанов; 18—поршень сервомотора; 19—пружина сервомотора; 20—ручной маховичок; 21—шпиндель маховичка; 22—масло под давлением; 23—маслопровод к сервомотору; 24—древянный маслопровод; 25—клапан предохранительного выключателя; 26—кожух пружины; 27—пружина клапана; 28—рукоятка предохранительного выключателя; 29—трое для привода предохранительного выключателя; 30—шпиндель предохранительного выключателя; 31—защелка предохранительного выключателя; 32—сигнальный прибор; 33—шток золотника; 34—золотник; 35—букаса золотника; 36—рычаг обратного отвода букасы золотника; 37—передаточный рычаг; 38—клапан для выпуска избытка масла; 39—рычаг привода перегрузочного клапана; 40—перегрузочный клапан; 41—шпиндель перегрузочного клапана; 42—пружина перегрузочного клапана; 43—главный масляный насос; 44—вспомогательный турбонасос; 45—резервный ручной насос; 46—редукционный клапан для масла к подшипникам; 47—предохранительный клапан; 48—воздушный колокол; 49—маслопровод к подшипникам; 50—рычаг привода перегрузочного клапана; 51—качающийся передаточный рычаг; 52—клапан.

хлопывает стопорный клапан. У конденсационных агрегатов предохранительный выключатель одновременно воздействует на специальный «срыватель вакуума» (28 на рис. 4-82), впускающий в конденсатор воздух для сокращения времени вращения ротора. Выключающие пальцы 30 предохранительных регуляторов возвращаются в свое нормальное положение, как только число оборотов снизится до величины, превышающей нормальную примерно на 2%.

Стопорный клапан 52 сидит на том же штоке, что и дроссельный клапан 16, и при

пуске крется сначала маховичком 20 в руки.

Так как поршень 18 сервомотора, связанный штоком с дроссельным клапаном, постоянно находится под воздействием сильной пружины 19, то для стопорного клапана предусмотрен небольшой независимый ход. Если повернуть маховичок на несколько оборотов, то давление пара на тарелку стопорного клапана откроет его на величину этого хода. Если теперь в сервомотор дроссельного клапана начнет поступать под давлением масло от вспомогательного насоса, то дальше оба кла-

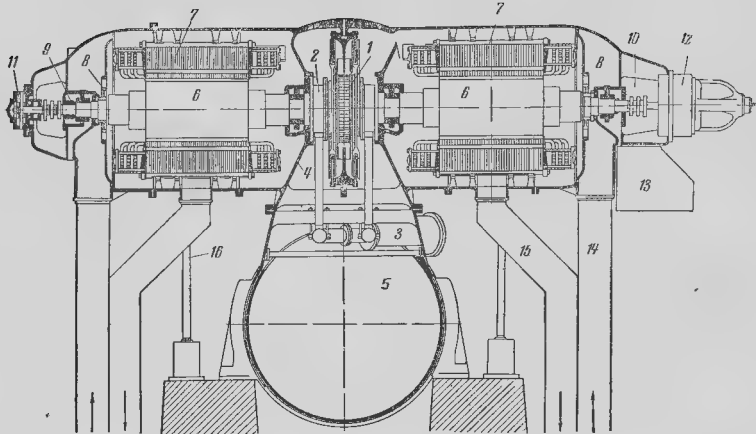


Рис. 4-80. Турбогенератор Юнгстрем мощностью 25 000 квт.

1—лопаточный аппарат; 2—паровая камера; 3—впуск пара; 4—выпускной патрубок; 5—конденсатор; 6—ротор генератора; 7—статор генератора; 8—вентилятор; 9—привод регулятора и тахометра; 10—сборные кольца; 11—упорный подшипник; 12—возбудитель; 13—масляный резервуар; 14—подвод воздуха; 15—отвод воздуха.



Рис. 4-81. Турбогенератор Юнгстрем мощностью 50 000 квт, 1500 об/мин.

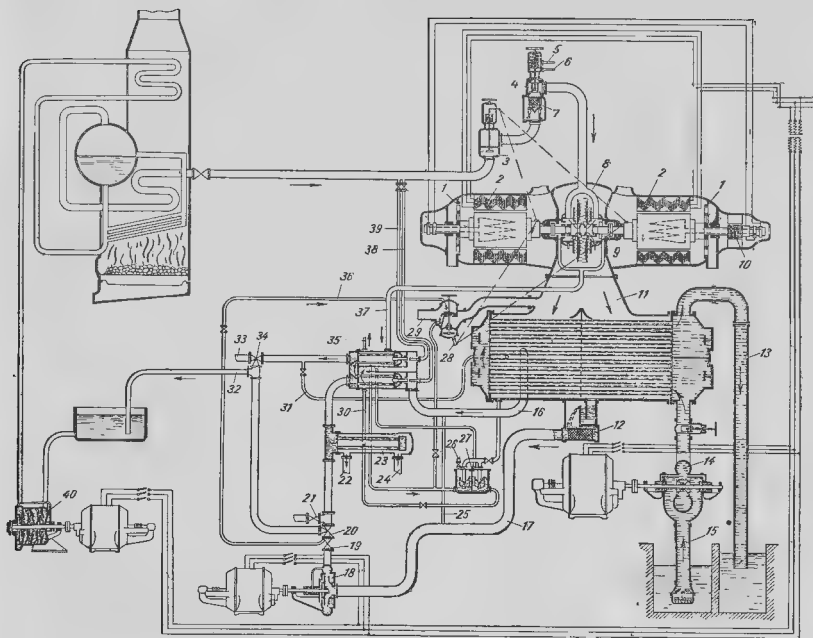


Рис. 4-82. Схема установки турбогенератора Юнгстрем.

1— вентиляторы генераторов; 2—статоры генераторов; 3—стопорный клапан автоматического выключения; 4—дрессельный клапан; 5—отвод масла из сервомотора; 6—подвод масла к сервомотору; 7—паровая сетка; 8—корпус турбины; 9—перегрузочный клапан; 10—возбудитель; 11—конденсатор; 12—фильтр для конденсата; 13—отвод охлаждающей воды; 14—циркуляционный насос; 15—всасывающий трубопровод циркуляционного насоса; 16—всасывающий трубопровод эжекторов; 17—всасывающий трубопровод конденсатного насоса; 18—конденсатный насос; 19—обратный клапан; 20—трехходовой вентиль для переключения на охлаждение водой вместо конденсата; 21—подвод охлаждающей воды; 22—отвод масла из охлаждаителя; 23—маслоохладитель; 24—подвод масла к охладителю; 25—отсасывание воздуха из конденсатного трубопровода; 26—отсасывание воздуха из отделителя; 27—автоматический отделитель конденсата; 28—клапан впуска воздуха при предохранительном выключении; 29—комбинированный атмосферный клапан и «срыватель вакуума»; 30—отвод конденсата из эжектора; 31—подвод конденсата к питательному резервуару; 32—слив охлаждающей воды; 33—трехходовой вентиль для перевода на охлаждение водой вместо конденсата; 34—отвод воздуха из конденсатора эжекторов; 35—подвод уплотняющей воды к атмосферному клапану; 36—соединительный трубопровод между уплотнениями вала и эжектором; 37—38—подвод пара к эжектору; 40—питательный насос.

пана будут открываться вместе. Таким образом, турбину нельзя пустить в ход, не имея достаточного давления масла в системе, что предупреждает возможность повреждения подшипников; если же давление масла во время работы турбины почему-либо упадет ниже определенной величины, то пружина сервомотора пересилит противодействие масла на поршень 18 и закроет дроссельный и стопорный клапаны.

Начиная с определенной высоты подъема

дроссельного клапана, в действие автоматически вступает перегрузочный клапан 40, связанный со штоком дроссельного клапана системой тяг и рычагов 37, 39 и 50. Как обычно, регулятор имеет приспособление для произвольного изменения в известных пределах числа оборотов от руки или электрическим приводом, управляемым со щита.

Оборудование и установка турбогенератора Юнгстрем. Одна из отличительных особенностей этой машины заключается в том, что кон-

денсатор служит основанием для турбогенератора, непосредственно на нем установленного (рис. 4-80).

Корпуса турбины и генераторов составляют одно целое, стянутое болтами, тело, опирающееся на конденсатор массивным выпускным патрубком турбины. Вес генераторов воспринимается, кроме того, особыми упругими стойками, опирающимися на фундамент конденсатора. Соединение турбины с конденсатором — жесткое. Фундамент представляет собой четыре небольшие бетонные подушки, установленные под лапы конденсатора.

Турбогенераторы Юнгстрем небольшой мощности располагают в одноэтажном машинном зале; агрегаты большей мощности (свыше 10 000 *квт*) располагают чаще всего, как и обычные аксальные турбины, в двух этажах, устанавливая конденсатор в первом (подвальном) этаже (рис. 4-81).

На рис. 4-82 приведена схема установки турбогенератора Юнгстрем. Как видно из этой схемы, в установке приняты меры к уменьшению потерь конденсата и тепловых потерь; так, теплота трения подшипников посредством охлаждаемого конденсатом маслоохладителя передается питательной воде; теплота уплотняющего и эжекторного пара также используется для подогрева питательной воды.

Современные сверхмощные турбины зарубежных стран

Выше (стр. 21) отмечалось, что современной тенденцией в строительстве электростанций как у нас, так и за границей, является применение блоков котел — турбина большой и все возрастающей мощности, рассчитанных на высокие и сверхвысокие параметры пара. Конструкции сверхмощных турбин помимо высокой экономичности должны отличаться абсолютной надежностью, так как аварийный выход из строя турбины мощностью 200 000—300 000 *квт* нанес бы громадные убытки.

Рассмотрим конструкции мощных зарубежных турбин на двух примерах: одновальной английской и двухвальной американской турбин.

Турбина мощностью 200 000 *квт* при 3 000 *об/мин* фирмы Инглиш Электрик Компани показана в разрезе на рис. 4-83*. Она рассчитана на давление свежего пара 170 *ата* и температуру 565°С с вторичным промежуточным перегревом до 56°С при давлении 31 *ата*.

Свежий пар подводится к корпусу высокого давления по четырем паропроводам, со-

единенным по два у входа в корпус сверху и снизу турбины. Противоположными концами эти паропроводы присоединены к двум парораспределительным коробкам. Турбина состоит из трех корпусов. Корпус высокого давления выполнен с двойными стенками, в области первых восьми ступеней. Пар подводится к внутреннему корпусу, протекает в сторону переднего подшипника и регулятора, затем делает поворот на 180° и, омывая внутренний корпус снаружи, проходит через последние четыре ступени корпуса высокого давления, после чего уходит в промежуточный пароперегреватель. Это устройство позволяет существенно уменьшить усилия на болтах фланцев наружного корпуса высокого давления и снизить осевое давление на упорный подшипник.

Корпус среднего давления выполнен двухстенным со стороны впуска пара в области только первых трех ступеней давления. Последние пять ступеней корпуса среднего давления пропускают треть расхода пара турбины в конденсатор, в то время как две трети пара по ресиверу перетекает в корпус низкого давления, состоящий из двух протоков по пяти таких же ступеней. Таким образом, турбина имеет тройной выхлоп в конденсатор, причем в каждом протоке последовательно размещены два двухвенечных диска Кертиса и три одновенечных диска.

Для сведения до минимума осевых перемещений все три ротора турбины соединены между собой жесткими муфтами и имеют один общий упорный подшипник, расположенный между корпусом высокого давления и корпусом среднего давления.

Во всех ступенях турбины обеспечен и лый подвод пара на всех нагрузках.

Днафрагмы выполнены необычно толстыми с целью снизить напряжения в них настолько, чтобы величина крипа не превосходила 0,1% за 100 000 ч.

В отличие от обычной практики внутренних корпус низкого давления выполнен не из чугуна, а из стали. Выхлопной патрубок этой турбины настолько велик, что на заводе он был изготовлен по частям, которые соединены сваркой на месте установки турбины.

Парораспределительные и стопорные клапаны размещены не на корпусе турбины, а на двух парораспределительных коробках, расположенных рядом с ней, что позволяет выполнить отливку корпуса высокого давления более простой и симметричной.

Как видно из чертежа, турбина имеет центробежный масляный насос, непосредственно соединенный с валом турбины, и регулятор

* См. вклейку в конце книги.

скорости, вал которого расположен параллельно оси турбины и приводится во вращение от главного вала зубчатой передачей.

Двухвальный турбоагрегат фирмы Вестингауз мощностью 325 000 кет изготовлен для электростанции Эддистон (США).

Турбоагрегат рассчитан на давление свежего пара 350 ата и температуру 650°С с двукратным промежуточным перегревом до 565°С.

Предполагалось, что первое время он будет работать при температуре 621°С, после чего температура будет повышена до расчетной величины 650°С.

Схема турбинной установки Эддистон показана на рис. 4-84.

Турбоагрегат состоит из двух валов, соединенных только общностью теплового процесса, вращающихся с разным числом оборотов два генератора электрического тока.

Первый вал, работающий при 3600 об/мин, состоит из двух корпусов, в которых размещены:

1. Часть сверхвысокого давления, срабатывающая перепад давлений с 350 до 175 ата.

2. Часть очень высокого давления, где срабатывается перепад давлений от 175 до 74 ата, после чего пар идет в промежуточный перегреватель, где его температура повышается с 393 до 565°С.

3. Часть высокого давления, размещенная в одном корпусе с частью очень высокого давления (рис. 4-85) и состоящая из двух последовательно соединенных протоков по концам корпуса. Путь пара нетрудно проследить по схеме (рис. 4-84). В части высокого давления пар расширяется до 17,6 ата при 360°С, после чего вторично идет в перегреватель.

Мощность первого вала составляет 145 000 кет.

Второй вал, вращающийся при 1800 об/мин, состоит из трех корпусов, в которых размещены (рис. 4-86):

1. Часть среднего давления, в которую пар поступает после второго перегрева до 565°С. Здесь применены подвод пара в центр проточной части и раздвоение потока. В части среднего давления пара расширяется до 3,5 ата.

2. Часть низкого давления, размещенная в двух отдельных корпусах, соединенных двумя ресиверами с частью среднего давления. Разделение части низкого давления на два самостоятельных корпуса вызвано тем, что размеры ее получились бы неприемлемо большими при однокорпусной конструкции. В частности, вес ротора был бы чрезмерно велик для подъема его краном, а выхлопной патрубок по своим габаритам не допускал бы перевозок.

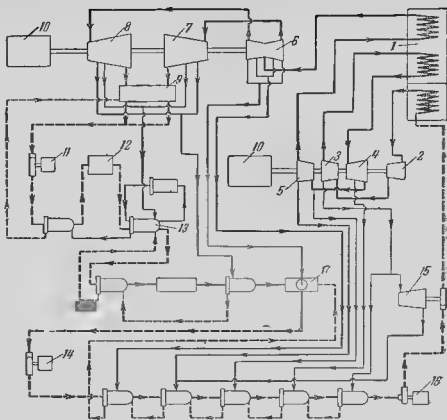


Рис. 4-84. Тепловая схема блока котел — турбина электростанции Эддистон (США).

1 — котел; 2 — корпус сверхвысокого давления; 3 — часть очень высокого давления; 4 и 5 — части высокого давления; 6 — часть среднего давления; 7 и 8 — части низкого давления; 9 — конденсатор; 10 — генератор; 11 — конденсатный насос; 12 — салыниковый подогреватель; 13 — подогреватель № 1; 14 — питательный насос низкого давления; 15 — питательный насос высокого давления; 16 — питательный насос промежуточного давления.

Оба выхлопных патрубка присоединены к общему конденсатору с двумя параллельными трубными пучками, рассчитанному на конечное давление 0,035 кг/см². Как видно из рис. 4-86, во всех трех корпусах направление потоков пара выбрано так, чтобы осевое давление было уравновешено. Мощность второго вала составляет 180 000 кет.

Наиболее интересным конструктивным элементом агрегата является корпус сверхвысокого давления, представляющий собой отливку шарообразной формы из ферритной легированной стали (2,25% хрома, 1% молибдена, 0,25% ванадия) с горизонтальным разъемом, в которой расположен внутренний корпус из аустенитной стали (17% хрома, 12% никеля, 2,5% молибдена), также имеющий горизонтальный разъем. Проточная часть состоит из диска Кертиса и четырех одновечных активных ступеней. Связь между роторами сверхвысокого и очень высокого давления осуществляется муфтами, допускающими разбег в осевом направлении. Оба ротора имеют свои упорные подшипники.

Лабиринтовые уплотнения части сверхвысокого давления выполнены радиального типа,

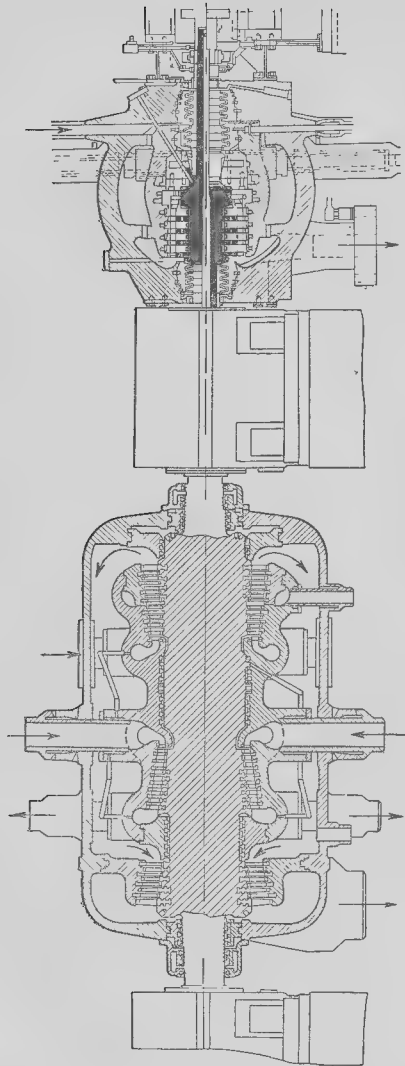


Рис. 4-85. Продольный разрез первого вала двухвальной турбины Вестингауз мощностью 325 000 кат.
Справа — корпус сверхвысокого давления.

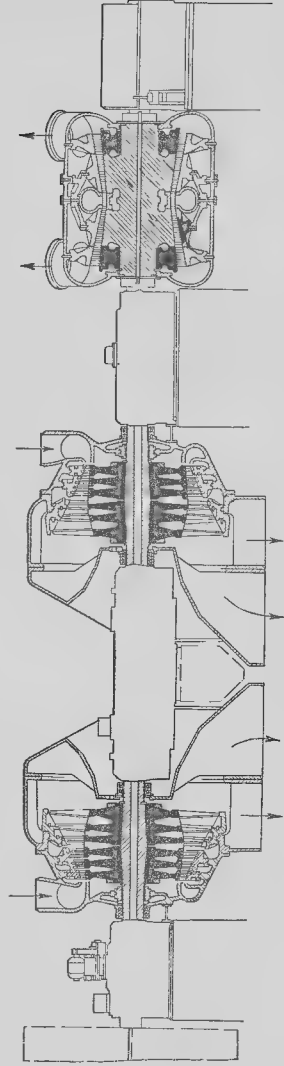


Рис. 4-86. Продольный разрез второго вала двухвальной турбины Вестингауз мощностью 325 000 кат.
Справа — корпус среднего давления.

близкого к конструкции фирмы Сименс (рис. 6-12), с которой фирма Вестингауз имеет связи.

Части очень высокого, высокого и среднего давления реактивные, часть низкого давления — активная.

Турбоагрегат имеет девять нерегулируемых отборов пара для целей регенерации, через которые отбирается в общей сложности около 39% всего расхода пара, составляющего около 900 т/ч. Расчетный к. п. д. блока котел — турбина составляет 42,6%.

ГЛАВА ПЯТАЯ

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Конденсация водяного пара

Процесс перехода вещества из парообразного состояния в жидкое называется конденсацией (сжижением). Рассмотрим те условия и законы, по которым протекает конденсация водяного пара; законы эти аналогичны законам парообразования, рассмотренным в гл. 1 (стр. 25).

Нужно запомнить следующее:

1. Из 1 кг пара получается 1 кг воды (конденсата).

2. Температура, при которой происходит конденсация, равна температуре парообразования (т. е. температуре кипения воды) и, следовательно, висит от давления (табл. 1-2 на стр. 27).

3. Температура конденсата в момент конденсации равна температуре пара, из которого получается конденсат.

4. Для того чтобы полностью сконденсировать 1 кг сухого насыщенного пара, надо отнять у него всю теплоту парообразования.

Мы знаем, что энтальпия сухого насыщенного пара

$$i'' = i' + r \text{ ккал/кг},$$

где i' — энтальпия жидкости при температуре кипения,

r — теплота парообразования.

Если мы отнимем от пара количество тепла, равное r , то получим жидкость (конденсат), температура которой равна температуре пара в момент конденсации, а энтальпия равна i' .

Пример 5-1. Определим, какое количество теплоты нужно отнять, чтобы сконденсировать 1 кг сухого насыщенного пара, имеющего давление 1,2 ата. По табл. 1-2 (стр. 27), находим, что для данного случая энтальпия пара равна (округленно):

$$i'' = 640 \text{ ккал/кг}$$

е теплота парообразования

$$r = 536 \text{ ккал/кг}.$$

Следовательно, чтобы сконденсировать 10 кг этого пара, нужно отнять от него

$$536 \cdot 10 = 5360 \text{ ккал},$$

при этом мы получим 10 кг конденсата с температурой 104°С и энтальпией 104 ккал/кг (округленно).

5. Для того чтобы сконденсировать 1 кг влажного пара, энтальпия которого равна (стр. 28):

$$i_{\text{вл}} = i' + x r \text{ ккал/кг},$$

необходимо отнять от каждого килограмма пара количество тепла, равное теплоте парообразования того количества сухого насыщенного пара, которое содержится в 1 кг влажного пара, т. е. $x r$ ккал/кг.

Практически можно с достаточной точностью принимать i' равным температуре конденсата t_k .

В конденсаторах паровых турбин обычно происходит конденсация влажного пара. Его паросодержание x при поступлении в конденсатор можно определить по i -s-диаграмме, если известен внутренний к. п. д. турбины и измерены давление и температура свежего пара и давление отработавшего пара.

6. Для того чтобы сконденсировать 1 кг перегретого пара, нужно отнять у него не только теплоту парообразования, но и теплоту перегрева a (стр. 28); иначе говоря, нужно сначала превратить его в сухой насыщенный пар, который и будет конденсироваться при дальнейшем отводе тепла.

В конденсаторах паровых турбин пар в перегретом состоянии поступает только при пуске турбины, при работе ее без нагрузки и в некоторых случаях — при работе с малыми нагрузками.

7. Если у 1 кг сухого насыщенного пара отнять не всю теплоту парообразования, а только часть ее, то произойдет частичная конденсация, т. е. сконденсируется не весь пар, а только часть его. Вода останется смешанной с паром (получится влажный пар) или же (при большой степени влажности) частично выпадет из пара.

Назначение конденсационного устройства

Конденсационное устройство нормальной турбогенераторной установки имеет два назначения:

- 1) установить и поддерживать определенное вакуумметрическое давление (разрежение) у выпускного патрубка турбины;
- 2) превращать в воду (конденсат) отработавший в турбине пар для возвращения воды в паровые котлы.

Мы знаем, что получаемая в турбине от 1 кг пара механическая энергия будет тем больше, чем больше располагаемый теплоспад (стр. 38). Рассматривая i - s -диаграмму, мы видим также, что повышение верхнего предела давления (давления свежего пара) имеет относительно меньшее значение, чем понижение нижнего предела (давления выпуска), так как увеличение располагаемого теплоспада при повышении начального давления пара идет гораздо медленнее, чем при понижении конечного давления. Очевидно, что расширение пара можно вести только до давления в той среде, куда он выпускается (противодавления). Следовательно, чем ниже будет давление этой среды, тем больший перепад тепла может быть использован турбиной при одном и том же начальном состоянии пара.

Выше (стр. 38) мы получили, что мощность турбины равна:

$$N_e = \eta_{0e} \frac{D(i_0 - i_1)}{860} \text{ квт.}$$

Из этой формулы следует, что при данных начальных параметрах пара, а следовательно, при неизменном i_0 мы можем, уменьшая i_1 , получить или большую мощность N_e , или меньший расход пара D , или одновременное изменение этих величин в благоприятную для нас сторону. Конечное теплосодержание i_1 тем меньше, чем ниже давление отработавшего пара. Экономические выгоды применения глубокого разрежения (вакуума) могут быть весьма значительными.

Пример 5-2. Конденсационная турбина, работающая с нагрузкой $N_e = 1000$ квт, имеет в горловине конденсатора задвижку для переключения на выпуск отработавшего пара в атмосферу при неисправности конденсатора. Турбина работает свежим паром $p_0 = 12$ атм и $t_0 = 350^\circ\text{C}$. Относительный эффективный к. п. д. этой турбины $\eta_{0e} = 0,72$. Сравним расход пара турбиной при работе на выхлоп и на конденсатор, допуская, что η_{0e} остается неизменным.

В первом случае конечное давление пара $p_1 = 1$ атм. Определив по i - s -диаграмме, что начальная энтальпия i_0 равна 743 ккал/кг, а конечная энтальпия $i_1 = 626$ ккал/кг, находим расхода пара:

$$D = \frac{860 N_e}{\eta_{0e} (i_0 - i_1)} = \frac{860 \cdot 1000}{0,72 (743 - 626)} = 9400 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход пара

$$d_e = \frac{D}{N_e} = \frac{9400}{1000} = 9,4 \text{ кг/квт.ч.}$$

Переключим теперь эту турбину на конденсационную работу и подсчитаем, какую экономию пара мы получим, если давление отработавшего пара $p_1 = 0,04$ атм

Определив по i - s -диаграмме, что i_1 для этого случая равно 519 ккал/кг, находим:

$$D = \frac{860 \cdot 1000}{0,72 (743 - 519)} = 5100 \text{ кг/ч.}$$

Следовательно,

$$d_e = \frac{5100}{1000} = 5,1 \text{ кг/квт.ч.}$$

т. е. экономия пара достигает

$$9,4 - 5,1 = 4,3 \text{ кг/квт.ч.}$$

что составляет около 46%.

Вполне понятно, что стационарные турбины нормального типа имеют конденсационные устройства, приспособленные для работы с глубоким вакуумом. Нужно отметить, что предел вакуума при проектировании установки ставится соображениями экономического характера и обычно не превышает 96—97%, так как дальнейшее углубление вакуума приводит к очень большим размерам конденсатора, большой мощности насосов, колоссальным количествам охлаждающей воды и в результате может не только не понизить, но даже повысить стоимость вырабатываемой электроэнергии.

Вакуум, дальнейшее углубление которого в данной турбинной установке не увеличивает полезного использования перепада тепла, называется предельным вакуумом.

При проектировании турбин предельной мощности расчетную глубину вакуума часто приходилось ограничивать для того, чтобы получить приемлемые размеры лопаток последней ступени, пропускающей пар при наименьшем его объеме (стр. 69).

Типы конденсаторов

Рассмотрим способы получения глубокого вакуума, т. е. более или менее совершенного разрежения.

Допустим, что сосуд 1 (рис. 5-1) соединен с котлом 2 трубой, имеющей кран 3, посредством крана 4 сосуд может сообщаться с атмосферой. Открыв оба крана, соединим сосуд с котлом и атмосферой; пар вытеснит воздух из сосуда, наполнит его и начнет вытекать в атмосферу. Если закрыть теперь оба крана, то сосуд окажется наполненным паром под из-

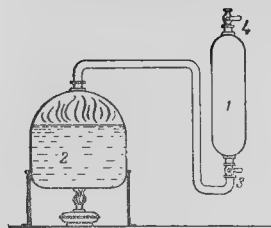


Рис. 5-1. Схема получения вакуума путем конденсации пара

вестным давлением; допустим, что давление в сосуде равно 1 атм и что пар не содержит примеси воздуха или неконденсирующихся газов.

Охладив сосуд тем или иным способом, мы можем сконденсировать почти весь находящийся в нем пар; образовавшийся конденсат займет очень незначительный объем (для данного давления $1/1725$ объема сосуда), и в сосуде установится очень малое абсолютное давление; например, при охлаждении пара до 20°C оно будет составлять около 0,024 атм. Полного разрежения (т. е. отсутствия давления) получить нельзя, потому что в сосуде всегда останется небольшое количество несконденсированного пара, тем меньшее, чем ниже температура. Кроме того, водяной пар всегда содержит некоторое количество смешанного с ним воздуха, который не будет конденсироваться, а останется в сосуде и будет создавать некоторое дополнительное давление, которое будет складываться с давлением несконденсировавшегося пара.

Соединив с сосудом два насоса, из которых один откачивал бы конденсат, а другой — воздух, выделяющийся из пара при конденсации, мы могли бы непрерывно поддерживать в сосуде глубокий вакуум, пуская в него пар и заставляя его конденсироваться. На описанном принципе и основана работа конденсаторов всех систем.

Отсюда ясна ошибочность представления, что вакуум в конденсаторе создается и поддерживается только работой воздухоудалющих устройств, например эжекторов; в действительности они играют только вспомогательную роль.

Охлаждение пара в стационарных паросиловых установках производится, как правило,

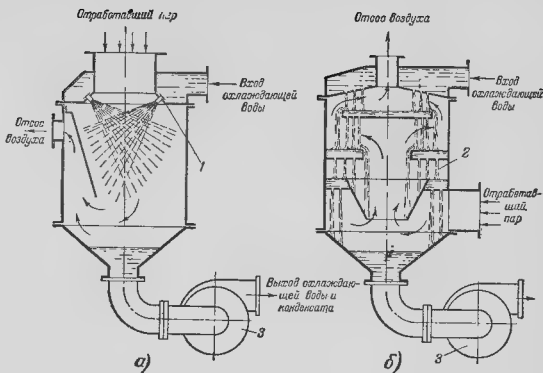


Рис. 5-2. Схема устройства смешивающих конденсаторов.

водой¹, причем вода может соприкасаться с паром непосредственно или же через теплопроводную стенку. По этому признаку существующие системы конденсаторов можно разделить на две основные группы:

- 1) смешивающие конденсаторы;
- 2) поверхностные конденсаторы.

Смешивающие конденсаторы в свою очередь можно разделить на две группы, а именно:

- 1) струйные конденсаторы (малого объема);
- 2) конденсаторы с раздроблением водяной струи (большого объема).

Смешивающий конденсатор второй группы является самым старым из существующих типов конденсаторов. Устройство его несложно (рис. 5-2); в воздухонепроницаемый металлический сосуд подаются пар и вода; вода течет сверху вниз конденсатора; пар отдает свое тепло воде и превращается в конденсат. Для увеличения поверхности соприкосновения с паром охлаждающая вода разбрызгивается особыми соплами 1 (рис. 5-2,а) или же вытекает из отверстий в поддонах 2, расположенных один под другим (рис. 5-2,б). Направления тече-

¹ Исключение составляют так называемые воздушные конденсаторы, охлаждаемые воздухом, и испарительные конденсаторы, при работе которых с малой нагрузкой (до 30% от номинальной) пар охлаждается воздухом, а при больших нагрузках — испарением воды, подаваемой в небольших количествах на поверхность охлаждения. Такие конденсаторы применяются только в особых редких случаях (например, в безводных местностях, на паровозах и т. п.).

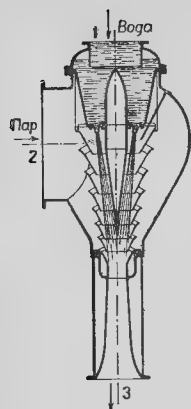


Рис. 5-3. Конденсатор струйного типа.

Смешивающий конденсатор струйного типа представляет собой более компактное устройство. Принцип действия его можно понять из рис. 5-3. Охлаждающая вода под напором входит по патрубку 1 в верхнюю часть корпуса конденсатора; проходя через одно или несколько сопел, вода получает значительную скорость и протекает сплошными струями через паровое пространство конденсатора; в последнем установлен ряд суживающих конусов, через которые пар подтекает к струям воды. Захватываемый струями воды пар конденсируется и смесь охлаждающей воды, конденсата и неконденсировавшихся газов вытекает в расширяющуюся трубу (диффузор) 3; в ней заканчивается конденсация пара и при этом давление смеси вначале резко, а затем постепенно повышается, что дает возможность подать ее в резервуар, находящийся под атмосферным давлением, без помощи насоса.

Для подачи охлаждающей воды в конденсатор описанного типа обычно применяют центробежные насосы, создающие давление 1,5—2 атм.

Смешивающие конденсаторы применялись только для небольших турбин старых конструкций да и то редко, ввиду чего мы подробнее рассматривать их не будем.

Поверхностный конденсатор с водяным охлаждением, схематически изображенный на рис. 5-4, состоит из клепаного или сварного стального или реже литого чугуного корпуса 1, по концам которого установлены тру-

быные доски 2 с большим количеством закрепленных в них тонкостенных трубок 3. Барабаны между трубными досками и крышками 4 конденсатора, называемые водяными камерами 5, часто делятся перегородками на два или несколько отделений. На рис. 5-4 охлаждающая вода подводится под напором через патрубок 6 к нижнему отделению водяной камеры, проходит по трубкам во вторую камеру, меняет направление на обратное и уходит, пройдя по другой части трубок, из верхнего отделения первой камеры через патрубок 7. Такой конденсатор называется двухходовым и чаще всего применяется для турбин мощностью 10 000—50 000 квт. Для турбин меньшей мощности нередко применяются трех- или четырехходовые конденсаторы, в которых перегородки расположены так, что вода меняет направление 2 или 3 раза. Для самых крупных турбин применяют одноходовые конденсаторы, у которых вода входит с одного конца и выходит с другого, проходя по всем трубкам одновременно.

Охлаждающая поверхность конденсатора образуется совокупностью поверхностей трубок; отработавший пар входит в конденсатор сверху через горловину 8, соединяющую его с турбиной, соприкасается с холодной поверхностью трубок и конденсируется. Конденсат стекает вниз и собирается на дне конденсатора или в специальном сборнике 9, откуда откачивается специальным (конденсатным) насосом. Другой насос через патрубок 10 отсасывает проникший в конденсатор воздух вместе с небольшим количеством неконденсировавшегося пара.

Таким образом, конденсационная установка (рис. 5-5) состоит из следующих агрегатов:

- 1) конденсатора 1;
- 2) циркуляционного насоса 2, прокачивающего охлаждающую воду сквозь трубки конденсатора;
- 3) конденсатного насоса 3, откачивающего конденсат из конденсатора;
- 4) воздушного насоса (или эжектора) 4, отсасывающего из конденсатора воздух (паровоздушную смесь).

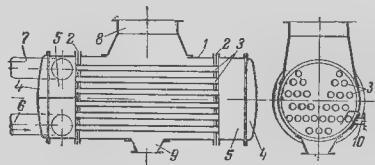


Рис 5-4. Схема устройства поверхностного конденсатора.

Паровые турбины, как правило, снабжают поверхностными конденсаторами. Причина этого кроется в том, что в поверхностном конденсаторе конденсат не смешивается с охлаждающей водой; отработавший пар турбин не содержит масла, как отработавший пар поршневых машин, поэтому конденсат вполне пригоден для питания котлов без предварительной очистки. Таким образом, при поверхностной конденсации одно и то же количество конденсата постоянно циркулирует в системе котел—турбина—конденсатор—котел, причем восполнять очищенной и обессоленной водой приходится только то небольшое количество, которое теряется на утечки пара из лабиринтов и через неплотности и расходуется на продувку котлов и обслуживание и оторых вспомогательных механизмов.

Вторым достоинством поверхностного конденсатора является меньшее по сравнению со смешивающим конденсатором потребление энергии на приведение в действие вспомогательных механизмов. Действительно:

1. Воздушный насос смешивающего конденсатора должен отсасывать воздух, выделяющийся не только из пара, но и из охлаждающей воды.

2. Конденсатный насос смешивающего конденсатора должен откачивать не только конденсат, но и смешанную с ним охлаждающую воду, т. е. количество в 30–40 раз большее, преодолевая при этом всасывающее действие вакуума в конденсаторе; естественно, что затрата энергии на его действие должна быть гораздо больше, чем при поверхностном конденсаторе, и не всегда возмещается даже отсутствием или малой мощностью насоса, подающего охлаждающую воду.

Существенным достоинством поверхностной конденсационной установки является также то, что в ней почти полностью удаляется воздух из конденсата или, говоря иначе, деаэрируется конденсат, что очень важно для сохранения котлов и трубопроводов от ржавления.

В силу перечисленных обстоятельств поверхностные конденсаторы имеют наибольшее

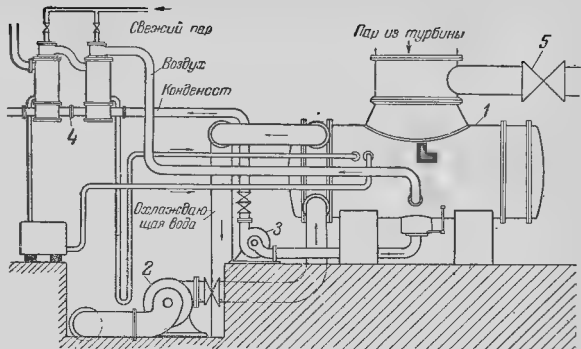


Рис. 5-5. Схема расположения поверхностной конденсационной установки.

распространение на турбинных электростанциях; в соответствии с этим мы ниже подробно рассмотрим устройство, действие и правила эксплуатации поверхностной конденсационной установки.

Охлаждение циркуляционной воды

Для того чтобы сконденсировать 1 кг пара, в паротурбинных установках требуется от 40 до 80 кг охлаждающей воды в зависимости от ее температуры, конструкции конденсатора и глубины поддерживаемого в нем вакуума. Поэтому мощные турбинные электростанции расходуют колоссальное количество воды: для станции мощностью 25000 квт при среднем расходе пара 4,5 кг/квт·ч потребность в охлаждающей воде выразится примерно в 4–5 тыс. м³/ч.

Это обстоятельство не вызывает больших затруднений, если станция может быть построена на берегу большой реки, озера или моря и оказывается возможным проточное водоснабжение, т. е. холодная вода забирается, например, из реки, а затем теплая вода сливается в ту же реку, ниже по ее течению.

Однако местоположение районных станций обычно определяется непосредственным соседством с топливной базой (торфяное болото, угольная шахта и т. д.) или местоположением обслуживаемого предприятия или города. При этих условиях часто бывает, что вблизи от станции имеется лишь недостаточный для ее работы источник водоснабжения (небольшая речка, пруд). В таких случаях приходится прибегать к искусственному охлаждению уходящей из конденсаторов воды с тем, чтобы иметь возможность повторно ее

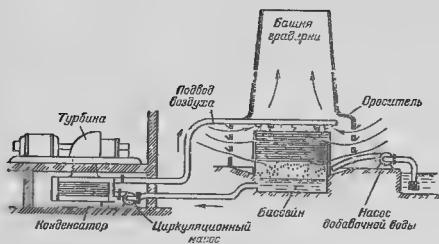


Рис. 5-6. Схема устройства градирни с естественной циркуляцией воздуха.

использовать. Для этой цели создаются охлаждающие пруды (или бассейны) и градирни (башенные охладители) различных конструкций. Такая система водоснабжения станции называется оборотной.

Охлаждающий пруд представляет собой водоем, в который циркуляционная вода сливается с одного конца, а забирается с другого. Вода охлаждается путем теплоотдачи в атмосферный воздух, а также вследствие испарения части воды, на которое затрачивается значительное количество тепла (см. стр. 28).

Охлаждающие естественные пруды являются весьма простыми, но несовершенными устройствами; охлаждающее действие их незначительно вследствие плохой циркуляции воды и в большой степени зависит от атмосферных условий. Поверхность охлаждения должна быть очень значительной. Потери воды на испарение довольно велики, часть воды теряется также вследствие впитывания в почву. Температура циркуляционной воды в прудах, например ЗуГРЭС, колеблется от 10°C зимой до 35°C летом.

Лучшим решением вопроса является применение охлаждающих прудов с разбрызгивающими соплами (брызгалами). К этим соплам циркуляционная вода подается под давлением $0,5\text{--}1,5$ атм, распыляется в соплах над поверхностью пруда и быстро охлаждается благодаря большой поверхности соприкосновения струй с воздухом. Площадь пруда с брызгалами может быть сделана примерно в 10 раз меньшей, чем поверхность простого пруда, с таким же охлаждающим эффектом. К недостаткам прудов с брызгалами следует отнести большую потерю воды от уноса во взвешенном состоянии в ветреную погоду.

Градирни для турбинных электростанций строятся следующих типов:

1) закрытые с естественной циркуляцией воздуха;

2) закрытые с искусственной (принудительной) циркуляцией воздуха.

Закрытая градирня с естественной циркуляцией воздуха является наиболее распространенным типом охлаждающего устройства. Схема установки с такой градирней приведена на рис. 5-6. Градирня состоит из оросителя (решетки), закрытого боковыми стенками с отверстиями (жалюзи) для подвода воздуха и снабженного вытяжной башней (каминном), создающей интенсивный ток воздуха через ороситель. Высота вытяжной башни может достигать 80–90 м.

Ороситель представляет собой систему вертикальных стоек и большого числа тонких горизонтальных деревянных планок или вертикально установленных пластин, размещенных между стойками рядами с небольшими зазорами. Циркуляционная вода подводится к верхней части оросителя по трубам и желобам, стекает вниз по планкам или пластинам, разбиваясь на тонкие струйки или пленки, и отдает часть своего тепла окружающему воздуху. Непосредственно под градирней расположен бассейн, куда собирается охлажденная вода.

Корпус, башню и стойки градирни обычно строят из дерева, реже из железа или из железобетона. Общий вид деревянной градирни показан на рис. 5-7. Благодаря наличию высокой башни, насыщенный парами воздух отводится в более высокие слои атмосферы. Недостатками деревянных градирен являются огнеопасность, особенно во время перерывов в работе, и склонность деревянных частей оросителя к загниванию; замена частей оросителя затруднительна ввиду их малой доступности для осмотра и ремонта.

Градирни с принудительной циркуляцией воздуха отличаются от вышеописанных тем, что боковые стенки их совершенно закрыты и подвод воздуха осуществляется через несколько отверстий в нижней части градирни посредством вентиляторов. На привод вентиляторов затрачивается от 1 до 2% всей вырабатываемой электроэнергии. Эти градирни применяются в тех местностях, где атмосферные условия делают ненадежной работу градирни с естественной циркуляцией.

Существуют также градирни комбинированного типа с принудительной и естественной циркуляцией, представляющие собой наиболее дорогой, но и более совершенный тип охлаждающего устройства. В этих градирнях вентиляторы пускаются в ход только в тех случаях, когда естественная циркуляция оказывается недостаточной (плохие атмосферные

условия, большая нагрузка машин); поэтому и годовой расход энергии на привод вентиляторов оказывается не очень большим при полной надежности работы установки.

Убыль воды в циркуляционной системе пополняется добавлением в бассейн градирни воды из близлежащих источников посредством насосной установки (см. схему на рис. 5-6). По причине непрерывного испарения части воды жесткость воды (содержание растворенных солей) в системе постепенно возрастает, что вызывает необходимость химического умягчения или периодической смены воды.

Ввиду того что в системе циркулирует почти одно и то же количество воды, эту воду можно подвергать химической обработке, что благоприятно сказывается на работе конденсаторов, предупреждая загрязнение их трубок.

Для предотвращения отложения накипи на трубах как конденсаторов в системах оборотного водоснабжения в настоящее время применяются следующие методы:

- 1) присадка в циркуляционную воду раствора гексаметафосфата натрия;
- 2) подкисление циркуляционной воды серной кислотой;
- 3) подкисление циркуляционной воды соляной кислотой,
- 4) рекарбонизация воды при помощи дымовых газов.

Первый метод основан на свойствах гексаметафосфата натрия удерживать соли карбонатной жесткости в пересыщенном растворе, т. е. обеспечивать стабильное состояние пересыщенных растворов бикарбонатов. Для предотвращения выпадения накипи необходимо поддерживать в циркуляционной воде содержание около 2 мг/л гексаметафосфата натрия, представляющего собой стекловидную массу, легко растворяющуюся в воде. Установлено, что присадка гексаметафосфата натрия к воде не только предотвращает образование новой накипи, но постепенно удаляет старую накипь и защищает металлические поверхности от коррозии.

Положительный эффект от подкисления циркуляционной воды серной или соляной кислотой основан на том, что содержащиеся в воде трудно растворимые карбонаты кальция или магния частично переводятся в соль, обладающие высокой степенью растворимости (сульфаты), т. е. происходит процесс умягчения воды, в результате которого иакиеобразование уменьшается.

Метод рекарбонизации основан на том, что выпадение накипи может быть предотвращено, если в циркуляционной воде будет обеспечено постоянное содержание свободной углекислоты. Наиболее простым для электростанций является использование для этой цели дымовых газов, содержащих около 10% углекислоты. Очищенные от солей дымовые газы подаются вентилятором под поверхность воды около приемного патрубка циркуляционного насоса и, проходя через слой воды, насыщают ее углекислотой.

ПОВЕРХНОСТНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Факторы, влияющие на работу конденсатора

Основными факторами, определяющими работу поверхностного конденсатора, являются величина его охлаждающей поверхности, расход охлаждающей воды и ее температура. Для того чтобы сконденсировать заданное количество пара известного теплосодержания и получить определенный вакуум, можно при известной температуре охлаждающей воды использовать конденсатор с большой охлаждающей поверхностью и малым расходом воды или же, наоборот, — конденсатор с малой поверхностью, но большим расходом воды. Однако нужно указать, что прямой зависимости между этими двумя факторами нет и что глубина вакуума в конденсаторе с определенной поверхностью охлаждения зависит еще от ряда других факторов как конструктивного, так и эксплуатационного характера.

Объем и назначение этой книги не позволяют нам подробно рассмотреть факторы конструктивного характера, влияющие на работу конденсатора; укажем только, что важнейшим из них является расположение охлаждающих трубок. Пар должен подводиться по всей длине трубок и иметь небольшие скорости движения в начале трубного пучка. Путь пара по направлению от выпускного патрубка турбины к патрубку воздушного на-



Рис. 5-7. Общий вид градирни

$$G_n (in - i_k) = K F \Delta t$$

amt, сир-со-итом барыдованне F

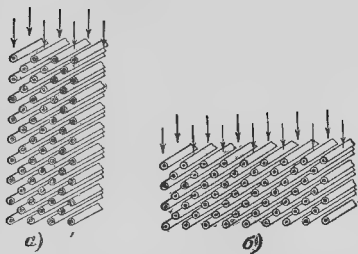


Рис. 5-8. Расположение пучка конденсаторных трубок, оказывающее большее (а) и меньшее (б) сопротивление прохождению пара при одинаковой поверхности охлаждения.

соса должен быть возможно коротким, число перегородок между трубками должно быть минимальным; вся система трубок должна представлять наименьшее возможное сопротивление прохождению пара, особенно в начальной его части. Пучок трубок, расположенный согласно рис. 5-8,б, будет представлять меньшее сопротивление прохождению пара в конденсаторе, чем пучок, расположенный согласно рис. 5-8,а. Сток конденсата не должен препятствовать подводу пара к пучку.

В конденсаторах очень больших размеров все эти требования трудно выдержать; это является одной из причин того, что в очень мощных турбинных установках часто предпочитают применять два отдельных конденсатора вместо одного очень большого.

Трубки в конденсаторах размещали часто так, как показано на рис. 5-9,б с несколькими наклонным расположением осевых линий разметки трубок. Этот метод был предложен французским конструктором Жинаба, который предполагал, что теплопередача существенно улучшится, если слой стекающего конденсата, ухудшающий теплопередачу, будет покрывать

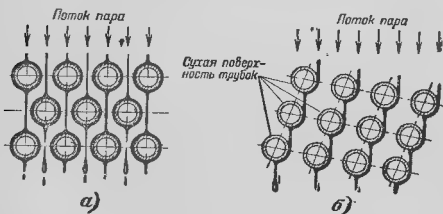


Рис. 5-9. Два способа размещения трубок.

а — шахматное расположение трубок конденсатора; б — расположение трубок по системе Жинаба.

не всю поверхность трубок, как это имеет место при шахматном размещении трубок с горизонтальными и вертикальным расположением осевых линий разметки (рис. 5-9,а), а только часть ее. Исследования и точные замеры теплопередачи в конденсаторах, проведенные в более позднее время, не подтвердили предположений Жинаба и предложенный им метод размещения трубок утратил свое значение.

Для уменьшения количества конденсата, натекающего на нижние ряды трубок с верхних, нередко устанавливают специальные водосборные листы.

Зависящими от условий эксплуатации факторами, влияющими на глубину вакуума в поверхностном конденсаторе, являются следующие:

1. **Парциальное давление¹ воздуха в конденсаторе.** Воздух выделяется из конденсируемого пара в процессе конденсации. Он попадает в пар вместе с питательной водой, а главным образом примешивается к пару в пределах турбинной установки, просачиваясь через находящиеся под разрежением неплотные фланцы и через уплотнения вала турбины. Очевидно, что парциальное давление воздуха в конденсаторе будет тем больше, чем большее количество его поступает в конденсатор.

Наличие воздуха в паре сильно затрудняет передачу теплоты пара охлаждающей воде, что вызывает повышение парциального давления пара в конденсаторе. Кроме того, присутствие воздуха в конденсаторе вызывает повышение давления в конденсаторе за счет парциального давления воздуха. Например, если давление пара в конденсаторе равно 0,02 ата и давление воздуха 0,01 ата, то общее давление в конденсаторе будет равно:

$$0,02 + 0,01 = 0,03 \text{ ата.}$$

При охлаждении смеси пара с воздухом температура полученного конденсата будет ниже температуры насыщения, найденной по давлению в конденсаторе; температура конденсата будет соответствовать парциальному давлению пара, которое ниже давления смеси пара с воздухом.

Разность между температурой насыщения, найденной по давлению

¹ Давление каждого из газов, входящих в состав газовой смеси, называется его парциальным (частичным) давлением. Каждый газ, являющийся составной частью некоторой газовой смеси, равномерно распределяется по всему объему, занимаемому смесью. Парциальное давление этого газа будет таким же, каким оно было бы, если бы он занимал этот объем один. Общее же давление смеси будет равно сумме давлений входящих в нее газов.

нию отработавшего пара, и температурой конденсата называется переохлаждением конденсата.

Если температура конденсата равна 25°С, а температура отработавшего пара 35°С, то переохлаждение конденсата равно:

$$35^{\circ}-25^{\circ}=10^{\circ}\text{С.}$$

В табл. 5-1 приведены значения абсолютно-го давления и вакуума для различных температур пара в горловине конденсатора, так что ею можно пользоваться для проверки показаний вакуумметр (при малых присосах воздуха).

Таблица 5-1

Зависимость между температурой, давлением и вакуумом в конденсаторе

Температура пара, °С	Давление		Вакуум при В = 760 мм рт. ст.	
	мм рт. ст.	кг/см²	мм рт. ст.	%
23	21,02	0,0286	738,98	97,23
24	22,32	0,0304	737,68	97,06
25	23,69	0,0322	736,31	96,88
26	25,13	0,0342	734,87	96,69
27	26,65	0,0363	733,35	96,49
28	28,25	0,0384	731,75	96,26
29	29,94	0,0407	730,06	96,06
30	31,71	0,0431	728,29	95,83
31	33,57	0,0456	726,43	95,58
32	35,53	0,0483	724,47	95,30
33	37,59	0,0511	722,41	95,06
34	39,75	0,0541	720,25	94,77
35	42,02	0,0572	717,98	94,44
36	44,40	0,0604	715,60	94,16
37	46,90	0,0638	713,10	93,82
38	49,51	0,0673	710,49	93,48
39	52,26	0,0711	707,74	93,12
40	55,13	0,0750	704,87	92,75

На практике переохлаждение конденсата зависит не только от наличия воздуха в конденсаторе, но часто от недостатков конструкции конденсатора, которые особенно сильно сказываются при низкой температуре охлаждающей воды.

Если нижние ряды трубок расположены слишком близко к уровню конденсата в конденсаторе, то при незначительном повышении уровня конденсат омывает нижние трубки и отдает часть своей теплоты о дающей воде.

При малых нагрузках или очень холодной охлаждающей воде основная масса пара может конденсироваться при соприкосновении с верхними трубками конденсатора. Тогда конденсат дополнительно охлаждается, стекая по нижним трубкам. Кроме того, в нижней части конденсатора может происходить понижение парциального давления пара, т. е. охла-

ждение паровоздушной смеси и, следовательно, конденсата.

При слишком тесном расположении трубок давление пара при входе в конденсатор может быть значительно больше давления в нижней части конденсатора вследствие большого парового сопротивления трубной системы. В этом случае также имеет место переохлаждение конденсата по сравнению с температурой пара, замеренной в горловине конденсатора.

Очевидно, что охлаждение конденсата циркуляционной водой понижает к. п. д. установок, так как оно связано с уменьшением количества тепла, возвращающегося в котел (рис. 1-11). В установках без регенерации переохлаждение конденсата на 7,5°С вызывает примерно 1% перерасхода топлива. В лучших системах конденсаторов при хорошей плотности их и хорошей работе воздушных насосов заметного переохлаждения конденсата не должно быть вообще.

Потеря тепла с циркуляционной водой является не единственным отрицательным следствием переохлаждения конденсата. Переохлаждение конденсата сопровождается поглощением кислорода конденсатом. Присутствие кислорода в паре и питательной воде (конденсате) вредно отражается на металле, вызывая интенсивное ржавление (коррозию) его. Каждой определенной температуре воды при данном давлении соответствует известное максимальное содержание кислорода, которое может быть ею поглощено. Так, для атмосферного давления зависимость между температурой воды и количеством кислорода, которое она может поглотить, выражается цифрами, приведенными в табл.

Таблица 5-2

5-2.

При вакууме содержание кислорода в воде уменьшается, причем оно делается равным нулю, когда температура конденсата равна температуре насыщенного пара, т. е. если не имеется переохлаждения конденсата. Каждый градус переохлаждения конденсата ориентировочно дает возможное увеличение кислородосодержания на 0,02—0,04 мг/л

Более точно определить максимально возможное содержание кислорода в конденсате при различных давлениях и температурах конденсата можно по табл. 5-3. Действительное

Температура воды, °С	Насыщение кислородом, мг/л
20	9,10
25	8,20
30	7,55
35	6,95
40	6,45
45	6,05
50	5,65

Таблица 5-3

Температура конденсата, °C	Количество кислорода, мг/л , при абсолютном давлении, атм				
	0,03	0,06	0,08	0,10	0,12
15	0,318	—	—	—	—
20	0,293	0,323	—	—	—
25	0,148	0,222	—	—	—
30	0,053	0,128	0,280	—	—
31	0,033	0,107	0,255	—	—
32	0,011	0,087	0,232	—	—
33	—	0,065	0,208	—	—
34	—	0,041	0,183	0,329	—
35	—	0,020	0,163	0,305	—
36	—	—	0,140	0,280	—
37	—	—	0,125	0,252	—
38	—	—	0,087	0,225	—
39	—	—	0,065	0,200	0,340
40	—	—	0,035	0,173	0,307
41	—	—	0,02	0,138	0,268
42	—	—	—	0,107	0,235
43	—	—	—	0,076	0,200
44	—	—	—	0,045	0,168
45	—	—	—	0,013	0,135
46	—	—	—	—	0,098
47	—	—	—	—	0,065
48	—	—	—	—	0,030
49	—	—	—	—	0,000
50	—	—	—	—	—

содержание кислорода определяется химическим анализом пробы конденсата, но оно обычно близко к данным, соответствующим полному насыщению воды кислородом.

Существующие нормы устанавливают максимально допустимое содержание кислорода в питательной воде; для котлов с рабочим давлением до 40 атм оно составляет $0,03 \text{ мг/л}$. Отсюда следует, что при отсутствии деаэраатора в системе питания переохлаждение конденсата больше 1°C недопустимо.

Что же касается современных мощных паровых котлов с давлением выше 100 атм , то для них требования по кислородосодержанию в воде еще выше. Кислородосодержание конденсата после конденсатных насосов не должно превышать $0,02 \text{ мг/л}$, а кислородосодержание питательной воды должно быть не более $0,01 \text{ мг/л}$.

Поэтому в современных конденсаторах очень широко применяют сварку всех стыков, что обеспечивает хорошую воздушную плотность и способствует снижению кислородосодержания в конденсате.

Для более полной деаэрации конденсата современные конденсаторы снабжают деаэрационными конденсатосборниками, в которых осуществляется подогрев конденсата паром. Лучшие современные конденсаторы обеспечи-

вают кислородосодержание порядка $0,01 \text{ мг/л}$ в конденсате.

2. Количество охлаждающей воды. Для получения глубокого вакуума требуются очень значительные количества охлаждающей воды.

Отношение количества расходуемой воды к количеству конденсируемого пара называется кратностью охлаждения: так, если для конденсации 1 кг пара расходуется 70 кг воды, то кратность охлаждения равна 70 . В общем случае для любого расхода пара

$$n = \frac{W}{D},$$

где n — кратность охлаждения;

D — расход пара, т/ч ;

W — расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$

Для поверхностного конденсатора кратность охлаждения при полной нагрузке турбины обычно равна 50 — 60 и реже 75 — 80 ; дальнейшее увеличение ее обычно не оправдывается, так как при этом вакуум углубляется незначительно, а требуемая мощность насосов, а следовательно, и расход энергии на их действие сильно увеличиваются. Очевидно, что при неполной нагрузке турбины кратность охлаждения повышается, если количество подаваемой охлаждающей воды остается неизменным при уменьшившемся количестве поступающего пара; этим в основном объясняется улучшение вакуума при понижении нагрузки турбин.

3. Температура охлаждающей воды. Очевидно, что вакуум будет тем глубже, чем ниже температура охлаждающей воды, причем разница между вакуумом летом и зимой может быть очень большой (90 — 92% летом и 97 — 98% зимой). При очень холодной воде глубина вакуума может быть настолько значительной, что не будет использована турбиной (в особенности турбиной «предельной» мощности), рассчитанной на расширение пара только до известных пределов (стр. 69). В зимнее время часто оказывается целесообразной работа с уменьшенным расходом охлаждающей воды за счет уменьшения числа работающих циркуляционных насосов.

4. Скорость охлаждающей воды в трубках. Передача теплоты пара воде происходит обычно тем лучше, чем выше скорость протекания ее в трубках; при проектировании конденсатора предел скорости устанавливается соображениями экономического характера, так как повышение скорости требует повышения мощности насоса и выше известных границ становится невыгодным. Кроме того, при высоких скоростях воды появляется опасность разрушения труб от так называемой «струйной

коррозии» (стр. 371). Обыч пр мают ско-
рости от 1,4 до 2,2 м/сек.

5. Чистота трубок конденсатора. Передача
теплоты пара охлаждающей воде в высокой
степени зависит от чистоты трубок конденса-
тора как с внешней, так и с внутренней стороны
их. Загрязнение внешней (паровой) стороны
трубок у конденсаторов паровых турбин — яв-
ление довольно редкое, и влияние его сравни-
тельно невелико, если отработавший пар не
содержит масла или других примесей; вну-
тренняя же сторона подвергается постоянному
загрязнению осадками, выпадающими из цир-
куляционной воды и серьезно ухудшающими
теплопередачу через трубки.

Фильтрация воды не может служить на-
дежной защитой от загрязнения конденса-
тора, хорошей мерой защиты от биологических (рас-
тительных) загрязнений конденсатора являет-
ся хлорирование охлаждающей воды.
При оборотном водоснабжении отложение на-
кипи предупреждается способами, перечисле-
нными на стр. 205.

Во всех случаях трубки конденсатора при-
ходится все же периодически чистить. Способы
чистки трубок описаны в гл. 9.

Конкретным показателем степени загрязне-
ния трубок при неизменной воздушной плот-
ности конденсатора и нормальной работе воз-
духоудаляющих устройств служит увеличение
разности между температурой пара перед кон-
денсатором и температурой уходящей охлаж-
дающей воды; нормальная разность этих тем-
ператур для различных условий эксплуата-
ции должна быть известна обслуживающему пер-
соналу (стр. 366).

Соединение конденсатора с турбиной

Поверхностный конденсатор почти всегда
устанавливают непосредственно под турбиной,
причем он может покоиться на пружинных
опорах (рис. 5-10) или же быть прикреплен-
ным к фундаменту болтами.

В первом случае (рис. 5-22) возможно же-
сткое соединение болтами или сваркой прие-
много патрубка конденсатора с выпускным па-
трубком турбины, так как расширение метал-
ла при нагревании компенсируется пружина-
ми, допускающими перемещение конденса-
тора. Натяжение пружин обычно регулируется
так, чтобы выпускной патрубок турбины был
совершенно разгружен от веса пустого (без
воды) конденсатора. У конденсаторов ЛМЗ
для этой цели служат установочные шайбы
различной толщины; шайбу закладывают под
сжатую болтом пружину, после чего болт от-
дают на нужное для свободной работы пружи-
ны число оборотов.

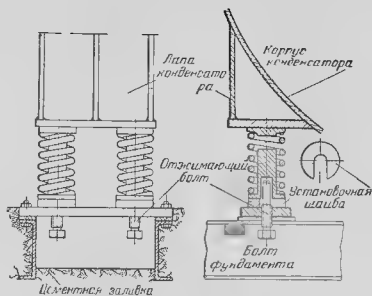


Рис 5-10 Пружинная опора конденсатора ЛМЗ

Во втором случае между турбиной и кон-
денсатором необходимо ввести промежуточное
соединительное устройство, допускающее сво-
бодное расширение выпускного патрубка тур-
бины и горловины конденсатора и вполне гер-
метичное. Простейшим видом такого расшири-
тельного устройства является промежуточная
волнистая труба (обычно медная), упругость
которой обеспечивает компенсацию верти-
кальных перемещений соединяемых фланцев
(рис. 5-11). Такие компенсаторы применяются
в турбинах небольшой мощности. Другое
устройство, называемое телескопическим со-
единением, показано на рис. 5-12; оно пред-
ставляет собой обычного типа сальник с мягко-
й набивкой, уплотненный налитым сверху кон-
денсатом; при работе установки необходимо
следить за наличием достаточного количества
конденсата в сальнике, так как иначе возмож-
но засасывание воздуха.

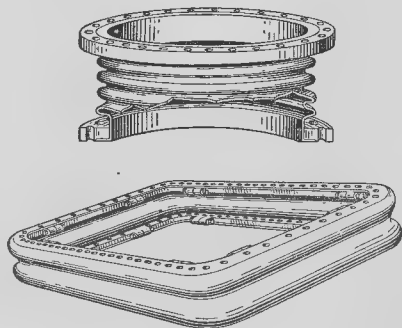


Рис. 5-11. Расширительные соединения (компенсаторы)
между турбиной и конденсатором.

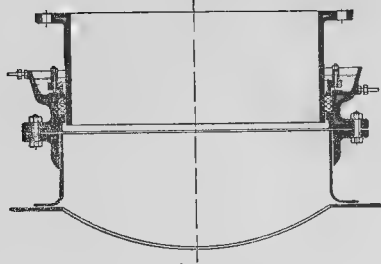


Рис. 5-12. Разрез телескопического соединения турбины с конденсатором.

В установках небольшой мощности между турбиной и конденсатором иногда устанавливают шибер, дающий возможность перекрыть приемный патрубок конденсатора и перевести турбину на работу с выпуском отработавшего пара в атмосферу.

Детали поверхностного конденсатора

Корпус конденсатора раньше отливали из чугуна или склепывали из листовой стали толщиной 10–12 мм. В последнее время почти исключительно применяют корпуса, изготовленные из листовой стали методом электро-сварки (рис. 5-13).

Преимуществом чугунных конденсаторов является стойкость против разъемов. Стальные конденсаторы легче чугунных и не боятся резких изменений температуры, при которых чугунный корпус может дать трещину. Поверхность прочности корпуса конденсатора делают на внутреннее давление около 2 атм.

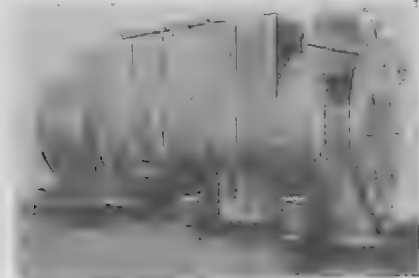


Рис. 5-13. Конденсатор ЛМЗ, изготовленный электро-сваркой

В большинстве случаев корпус конденсатора имеет форму, близкую к цилиндрической. Однако для современных самых больших конденсаторов характерна прямоугольная форма корпуса.

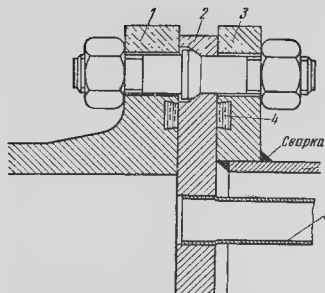
Крышки и водяные камеры в современных конденсаторах стационарных турбин также отливают или сваривают из стали, но иногда отливают из чугуна (даже при стальных корпусах). В тех случаях, когда конденсатор имеет четное число ходов воды и, следовательно, подводящий и отводящий трубопроводы расположены с одной стороны, нередко устраивают только одну водяную камеру, а направляющие воду перегородки с другой стороны выполняют прямо в крышке. Крышки снабжают достаточным числом люков для возможности осмотра и чистки трубок.

Трубки конденсатора изготовляют холодной протяжкой из различных сортов латуни; обычный состав ее: 70% красной меди, 20% цинка и 1% олова (для морской воды) или 68% красной меди и 32% цинка (для пресной воды).

Очень хороши, но дороги мельхиоровые (70% меди, около 30% никеля) трубки, которые применяются в наиболее ответственных случаях для работы на морской воде. Внутренние диаметры трубок в различных типах конденсаторов от 14 до 24 мм и редко больше. Толщина стенки трубки обычно равна 1,0–1,2 мм.

Во избежание провисания трубок и для уменьшения вибрации их во время работы машины в корпусе конденсатора через промежутки, равные 50–80 диаметрам трубки, устанавливают опорные перегородки, в которых, кроме отверстий для трубок, прорезаны окна для сообщения смежных паровых пространств.

Трубные доски выполняют из листовой стали (для пресной воды) или из катаной латуни (для морской воды); толщина досок зависит от их диаметра и конструкции и колеблется от 20 до 35 мм. Крепление стальных трубных досок к корпусу выполняется в настоящее время посредством сварки; посредством сварки соединяются с трубной доской и водяные камеры. В прежних конструкциях эти соединения выполнялись на болтах и так, чтобы можно было отнять водяную камеру 1, не ослабляя соединения доски 2 с корпусом 3 (рис. 5-14). Для плотности соединений применялись специальные прокладки 4 из резины или из клингерита на сурике или мастике, приготовленной из смеси сурика, белил и вареного льняного масла (олифы). Иногда между



с. 5-14. Крепление трубной доски между корпусом и водяной камерой конденсатора.

1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — корпус конденсатора, 4 — резиновая прокладка.

фланцами прокладывали несколько рядов асбестового шнура (рис. 5-15).

Между трубными досками было принято устанавливать продольные анкерные связи в виде болтов, пропущенных в дистанционные трубки или сплошных (рис. 5-16), для придания всей системе жесткости и предохранения досок от прогиба внутрь конденсатора. В настоящее время анкерные связи устанавливают лишь в водяных камерах; они связывают трубные доски с крышками и разгружают их от усилий со стороны воды.

Закрепление труб в досках раньше выполнялось так, чтобы трубы могли свободно удлиняться при нагревании. Для этого в одной доске трубки развальцовывали наглухо, в другой же доске устанавливали сальниковые уплотнения (рис. 5-17) с мягкой набивкой; иногда применялись сальниковые уплотнения в обеих трубных досках. Набивкой обычно служил хлопчатобумажный шнур, укладываемый кольцами в три-пять слоев. Часто пользовались также готовыми кольцами из резины, льняной и хлопчатобумажной ткани, пропитывая их салом перед установкой; реже применяли специальные набивочные массы, фибровую или мягкую металлическую набив-

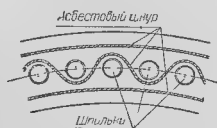


Рис. 5-15. Прокладывание асбестового шнура между фланцами конденсатора.

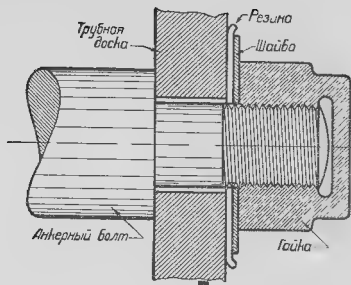


Рис. 5-16. Крепление анкерного (распорного) болта к трубной доске.

ку; под набивку иногда клали шайбу из мягкого металла, улучшающую электрический контакт между трубкой и доской. Недостатком простых и дешевых резиновых уплотнений и прокладок в конденсаторе является возможность повреждения их при резком повышении температуры пара (например, при срыве вакуума).

На рис. 5-18 показан процесс набивки сальников готовыми кольцами из специальной массы; показанные здесь приспособления для набивки легко может изготовить для себя любая электростанция. Гайки (ниппели) сальников затягивают посредством ниппельного ключа.

В последнее время применяют почти исключительно развальцовывание трубок в досках с двух сторон. Практика показала, что этот способ совершенно надежен, несмотря на разность линейных расширений трубок и корпуса конденсатора.

Двусторонняя развальцовка дает лучшую плотность соединения трубок с досками, удешевляет конструкцию конденсатора и упрощает его сборку и обслуживание.

Для развальцовки трубок в досках служит небольшая вальцовка (рис. 5-19), состоя-

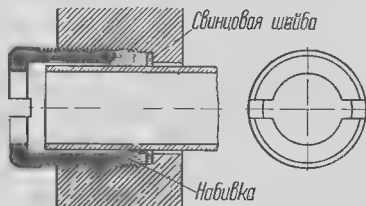


Рис. 5-17. Сальниковое уплотнение трубок.

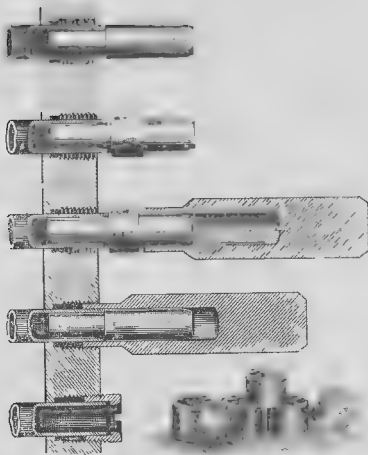


Рис. 5-18 Набивка сальников готовыми кольцами посредством специальных приспособлений.

щая из конуса (веретена) 1, роликов 5 и корпуса 2. Вставив ролики в трубку 3, вращают веретено посредством воротка, время от времени подавая его вперед подвигиванием пазимной втулки 4.

Диаметр отверстий в трубной доске под развальцовку выполняется приблизительно на 0,5 мм больше номинального диаметра трубок. Конец трубки перед развальцовыванием обычно отжигается. Нужно следить за тем, чтобы вальцовка входила в трубку на глубину, несколько меньшую толщины трубной доски.

В самое последнее время большое внимание уделяется разработке способов автоматической приварки концов трубок к трубным доскам с целью полностью исключить присосы охлаждающей воды, создающие большие трудности при эксплуатации прямоточных котлов.

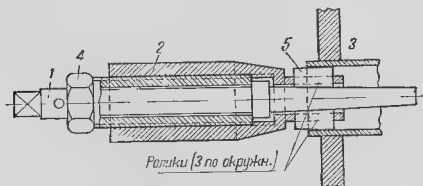


Рис. 5-19 Вальцовка для конденсаторных трубок.

1 конус (веретено); 2 — корпус вальцовки, 3 — трубка конденсатора, 4 — нажимная втулка, 5 — ролики (3 шт.).

Внутреннее давление в паровом пространстве конденсатора ни при каких обстоятельствах не должно превышать 1,2—1,5 атм, так как ни корпус конденсатора, ни выхлопной патрубок турбины не рассчитаны на большое внутреннее давление. Кроме того, обычные прокладки фланцев (в особенности трубок) и набивка сальниковых уплотнений трубок не выдерживают без повреждения температур, превышающих 100—120° С. В качестве защиты от чрезмерного повышения давления в паровом пространстве служит атмосферный клапан (5 на рис. 5-5).

Атмосферный клапан (рис. 5-20) устанавливается на специальном ответвлении от горловины или корпуса конденсатора. Тарелка 1 клапана в некоторых конструкциях прижата к седлу слабой пружиной или грузом, чаще же действием собственного веса и при наличии разрежения в конденсаторе — разностью давлений над тарелкой и под ней.

Плотность клапана достигается водяным затвором, для чего седло клапана снабжено выступающим бортиком 2, образующим кольцевое пространство вокруг тарелки 1, в которое подводится конденсат из напорного трубопровода конденсатного насоса. Излишек конденсата должен вытекать из клапана, причем наличие струйки вытекающего конденсата служит показателем того, что тарелка клапана хорошо уплотнена.

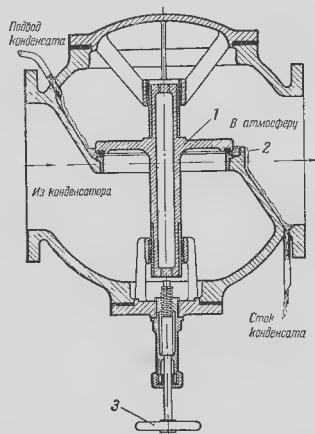


Рис. 5-20. Разрез атмосферного клапана конденсационной установки.

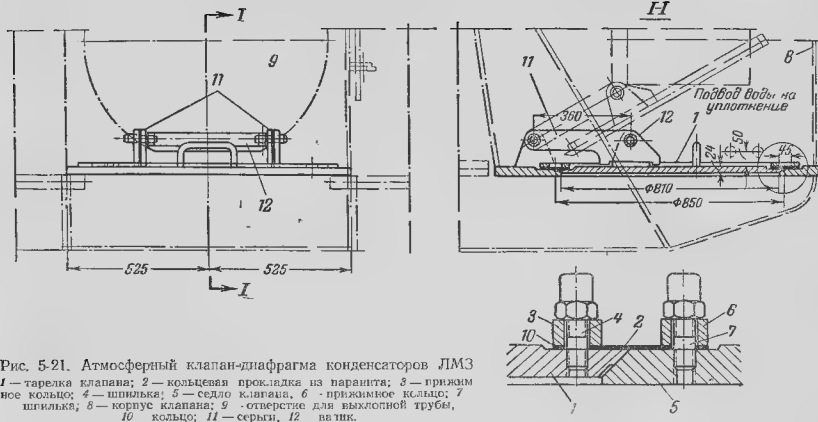


Рис. 5-21. Атмосферный клапан-диафрагма конденсаторов ЛМЗ
 1 — тарелка клапана; 2 — кольцевая прокладка из паранита; 3 — прижимное кольцо; 4 — шпилька; 5 — седло клапана; 6 — прижимное кольцо; 7 — шпилька; 8 — корпус клапана; 9 — отверстие для выхлопной трубы; 10 — кольцо; 11 — серги; 12 — винт.

При повышении давления в конденсаторе сверх определенной величины (например, при аварии циркуляционных насосов, вызвавшей прекращение подачи охлаждающей воды) атмосферный клапан автоматически открывается и выпускает пар из парового пространства конденсатора в атмосферу.

Маховичок 3 служит для открывания клапана в случае необходимости сорвать вакуум и для удерживания клапана в открытом состоянии.

Атмосферный клапан мощной турбины представляет собой громоздкую и тяжелую деталь; возможность просасывания воздуха в конденсатор через него при неисправности седла или тарелки тоже не исключена. В настоящее время в мощных установках отказываются от применения атмосферных клапанов, заменяя их предохранительными окнами, сделанными тонким листовым металлом (или паранитом), который разрывается (или отплавляется) при аварийном повышении давления и температуры и выпускает пар наружу.

В атмосферных клапанах новых цельносварных конденсаторов ЛМЗ применено сочетание тарелки с разрывной прокладкой. Кромки тарелки 1 (рис. 5-21) закрыты кольцевой паранитовой прокладкой 2 толщиной 0,5 мм, прижатой прижимными кольцами 3 и шпильками 4 к тарелке и седлу клапана 5. При повышении давления в конденсаторе прокладка разрывается и тарелка отбрасывается в сторону.

Современные мощные турбины не рассчи-

тываются на работу с выхлопом в атмосферу даже в течение короткого времени и должны быть остановлены при повышении давления пара в выхлопном патрубке сверх 0,5—0,8 ата. Наиболее совершенным решением этого вопроса является применение вакуум-реле, автоматически останавливающего турбину при аварийном ухудшении вакуума.

Конструкции поверхностных конденсаторов

Как мы уже видели, устройство поверхностного конденсатора очень просто; существующие конструкции этих конденсаторов различаются главным образом формой корпуса, направлением потока пара в конденсаторе, расположением трубок, числом ходов охлаждающей воды, конструктивным выполнением деталей и др.

В довоенные годы большинство турбостроительных заводов строило поверхностные конденсаторы одного из двух следующих типов:

1. С потоком отработавшего пара, направленным от периферии к центру трубного пучка и с отсосом воздуха из его центральной части.

Конденсатор с центральным потоком пара имеет корпус значительно большего диаметра, чем занятая трубками площадь трубной доски; подвод пара осуществляется по всей внешней окружности, занимаемой трубками.

Путь паровоздушной смеси сквозь трубный пучок от места подвода пара до места отсасывания воздуха несколько меньше радиуса

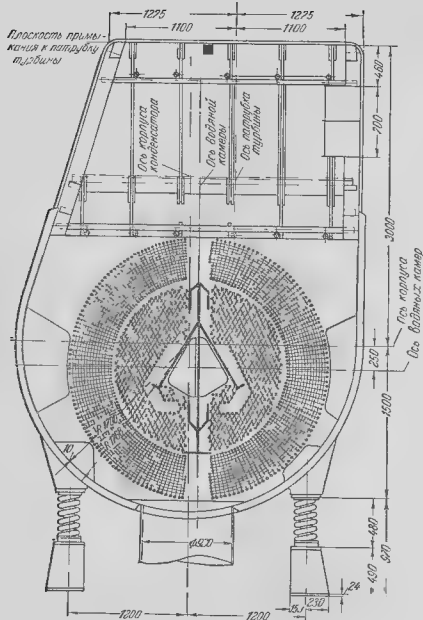


Рис. 5-22 Поперечный разрез конденсатора ЛМЗ с центральным лотком пара.

трубного пучка. Наружные ряды трубок имеют большой шаг, что уменьшает сопротивление при входе пара в пучок. Так как пар поступает к трубкам почти по всей окружности их расположения, температура его в нижней части та же, что и в верхней; следовательно, капельки конденсата, падая с трубок, проходят сквозь пар, поступающий из турбины, подогреваются, и собирающийся в нижней части корпуса конденсат имеет температуру, почти не отличающуюся от температуры пара; иначе говоря, переохлаждение конденсата должно быть минимальным.

Насыщенные конденсата воздухом протекает тем интенсивнее, чем выше парциальное давление воздуха в среде, через которую проходит конденсат. В конденсаторе с центральным потоком конденсат отсасывается из зоны, где низкое парциальное давление воздуха; поэтому конденсатор этого типа должен быть хорошим деаэратором.

Однако конденсатор этого типа имеет большие размеры и вес. Кроме того, проведенные исследования показали, что равномерного распределения пара по всему трубному пучку не получается: верхняя половина загружается больше, чем нижняя, к которой путь пара более длинный и менее прямой. Поэтому наши заводы отходят от этого принципа конструирования конденсаторов.

Пример выполненной конструкции показан на рис. 5-22, изображающем один из двух конденсаторов турбины ЛМЗ мощностью 100 000 квт. Он выполнен цельносварным со стальными трубными досками; трубки — латунные диаметром 17/19 мм, длиной 7 500 мм. Конденсатор имеет пять промежуточных опор для трубок. Горловина конденсатора приваривается к выхлопному патрубку турбины. Конденсатор — одноходовой.

2. Вторым распространенным типом являются так называемые конденсаторы ОВ. Характерной особенностью такого конденсатора является то, что с целью равномерного использования поверхности охлаждения трубки разделены на две отдельные группы, между которыми оставлено свободное пространство, имеющее форму буквы V (рис. 5-25).

Корпус конденсатора имеет округленную форму; это обстоятельство в сочетании с расположением трубок дало повод к названию «конденсатор ОВ».

Отработавший пар по выходе из патрубка турбины попадает в V-образное пространство, распределяется по всей длине конденсатора и проникает в пучки трубок, устремляясь к местам отсоса воздуха, расположенным с боков конденсатора. Охлаждающая вода протекает сначала по наружным пучкам трубок, а затем по внутренним. Отсасывание воздуха производится с двух сторон в местах с наиболее низкой температурой, а следовательно, с наименьшим объемом воздуха.

Шаг первых рядов трубок, на которые напускает пар, только что поступивший в конденсатор, значительно больше, чем шаг последующих рядов. Путь паровоздушной смеси до места отсоса несколько меньше радиуса корпуса конденсатора.

Переход к применению все более высоких параметров пара и увеличение мощности турбин и производительности паровых котлов поставили очень высокие требования к качеству конденсата, в котором должны быть только следы солей и кислорода. В свете современных знаний оба указанных выше типа конденсаторов не являются лучшими. В настоящее время отечественные турбостроительные заводы перешли на так называемую

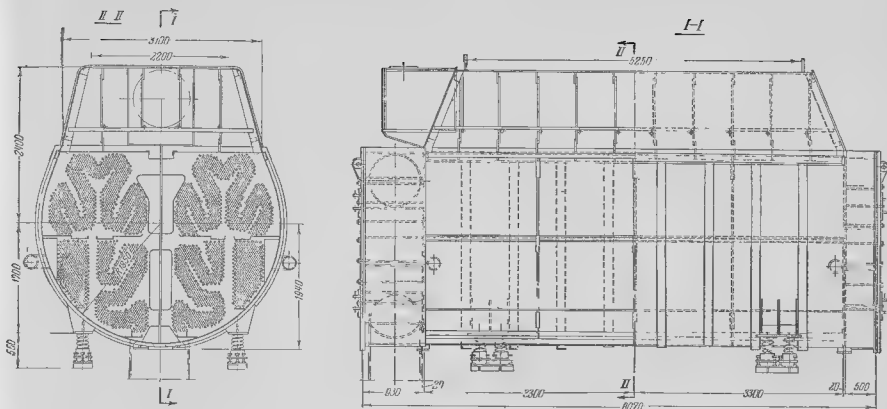


Рис. 5-23. Продольный и поперечный разрезы конденсатора ЛМЗ для турбин ВК-50-1.

«ленточную» разбивку трубного пучка, обеспечивающую минимальное «паровое» сопротивление конденсатора (рис. 5-23).

Пучок трубок размещается в виде извилистой ленты с глубокими, свободными проходами для пара, что позволяет уменьшить скорость натекания пара на первые ряды трубок и резко сократить путь паровоздушной смеси через пучок. В средней части конденсатора по всей его длине имеется свободный проход пара в нижнюю часть конденсатора.

Таким образом, принцип «OV» частично использован и в этой конструкции. Пар, проникающий до самого низа конденсатора, подогревает конденсат, что способствует устранению его переохлаждения.

Отсос воздуха осуществляется с двух сторон конденсатора, причем для охлаждения воздуха выделены специальные пучки трубок, расположенные в зонах отсоса.

Примером дальнейшего развития конденсаторов этого типа может служить конденсатор типа 50-КСЦ-5 ЛМЗ, имеющий еще лучше организованные ленточные пучки с очень свободными проходами для пара (рис. 5-24).

Все конденсаторы ЛМЗ устанавливаются на пружинных опорах (рис. 5-10); приемные горловины соединяются с выхлопными патрубками турбин без посредства компенсаторов.

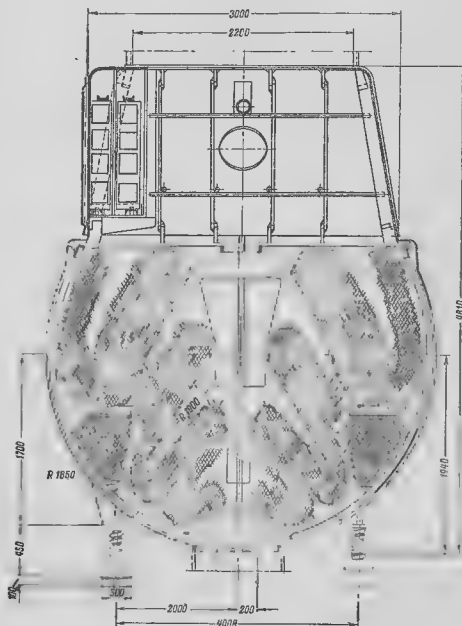


Рис. 5-24. Поперечный разрез конденсатора ЛМЗ типа 50-КСЦ-5.

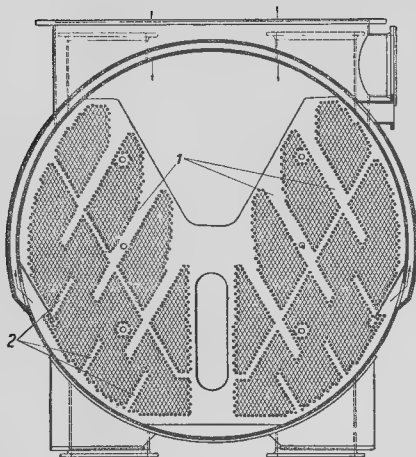


Рис. 5-25 Разрез конденсатора Броун-Бовери.

Корпуса конденсаторов в последнее время изготовляются исключительно сварными.

Трубки новых конденсаторов ЛМЗ развальцовываются в трубных досках с обеих сторон. В старых конденсаторах они с одной стороны развальцованы в трубных досках, а с другой стороны имеют салыники с мягкой набивкой.

Для обеспечения хорошей плотности (отсутствие присосов охлаждающей воды) в последнее время увеличена толщина трубных досок и введена вальцовка трубок с автоматической регулировкой степени развальцовки.

Применяется также покрытие трубных досок со стороны водяных камер битумом, что согласно исследованиям ВТИ способствует улучшению герметичности конденсатора.

Водяные камеры конденсаторов, представленных на рис. 5-22, 5-23 и 5-24, разделены вертикальными перегородками на две независимые части, каждая из которых имеет свои патрубки для подачи и выпуска охлаждающей воды. Таким образом, вода разделяется на два независимых потока, любой из которых можно выключить, закрыв соответствующие задвижки. Крышки таких конденсаторов выполняются составными из двух частей, повешенных на петли; каждая часть крышки может быть открыта независимо одна от другой.

Такие конденсаторы называются конденсаторами «непрерывного действия», двухпоточ-

ными конденсаторами или конденсаторами с разделенным потоком воды. Трубки таких конденсаторов можно чистить, не выключая из работы турбину, при сниженной ее нагрузке.

Для чистки конденсатора непрерывного действия во время эксплуатации нужно закрыть доступ воды к одной половине его, выпустить из трубок и водяных камер этой половины воду через сливной клапан и открыть соответствующие половины крышек; затем можно чистить трубки любым из существующих способов, причем конденсатор будет продолжать действовать благодаря циркуляции воды во второй половине. Нельзя только менять трубки или набивку их салыников во время работы установки.

Во время чистки половины конденсатора будет работать практически лишь одна его часть. Трубки очищаемой части будут омываться паром, но теплообмен в них будет совершенно ничтожным. При сниженных нагрузках никаких особых неудобств это не вызовет, так как вакуум ухудшается незначительно. При малых нагрузках глубина вакуума может даже не уменьшиться при выключении половины конденсатора, если вся охлаждающая

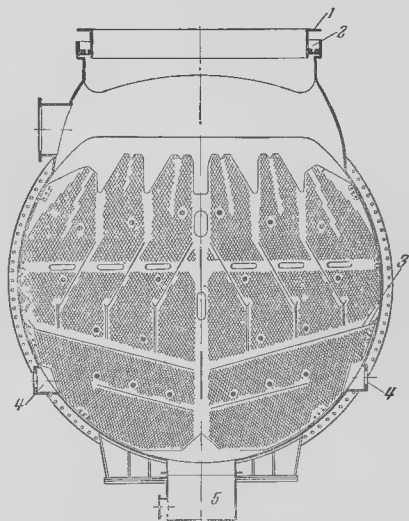


Рис. 5-26. Разрез конденсатора АЭГ.

1 — горловина; 2 — водяное уплотнение; 3 — направляющие перегородки; 4 — патрубок отсоса воздуха; 5 — сборник конденсата.

вода будет направлена в действующую полость его.

Конденсаторы небольших турбин Кировского и Невского заводов, применяемые в бесподальных турбинах, будут показаны в гл. 6 (вместе с турбинами этих заводов).

На рис. 5-25 и 5-26 представлены конденсаторы крупных турбин Броуи-Бовери и АЭГ. Первый из них типа ОВ; разметка трубок стилируется от разметки трубок в конденсаторе ЛМЗ по рис. 5-23 в основном свободными проходами (каналами) 1 и 2, которые, однако, выполнены не вполне удачно, так как оказывается затрудненным отсос воздуха из верхних пучков трубок.

В конденсаторе АЭГ свободные проходы также недостаточно способствуют интенсификации работы отдельных пучков трубок. В нем заслуживают внимания лишь наклонные листы в паровом пространстве, служащие для сбора и отвода конденсата, стекающего с вышележащих трубок; эти листы не позволяют конденсату, стекающему с вышележащих трубок, ухудшать работу нижележащих трубок.

Представленные на рис. 5-25 и 5-26 конструкции конденсаторов зарубежных турбостроительных заводов уступают по эффективности новейшим конденсаторам ЛМЗ.

НАСОСЫ И ЭЖЕКТОРЫ

Циркуляционные и конденсатные насосы

Для подачи охлаждающей воды и для откачивания конденсата на электростанциях применяют почти исключительно центробежные насосы; поршневые насосы можно только изредка встретить на небольших станциях с устаревшим оборудованием, ввиду чего мы не будем останавливаться на их устройстве.

Рабочий процесс и устройство центробежного насоса. Центробежный насос представляет собой простую и надежную машину, получившую самое широкое применение.

Устройство центробежного насоса схематически показано на рис. 5-27. Он состоит из корпуса 1, внутри которого помещается колесо 2 с криволинейными лопастями 3; при вращении вала 4, на котором насажено это колесо, вода засасывается по приемному патрубку 5 к середине колеса, поступает в междуплощадные пространства и отбрасывается лопастями в окружающий колесо канал 6, образованный стенками корпуса. Сечение этого канала постепенно увеличивается по направлению к напорному патрубку 7, вследствие чего канал (улитка) играет роль диф-

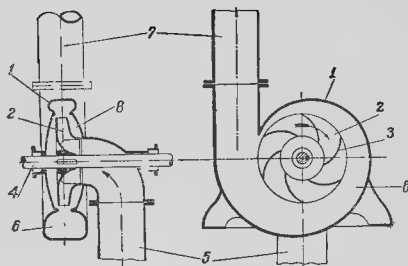


Рис. 5-27. Схема устройства центробежного насоса (продольный и поперечный разрезы).

фузора и в нем скорость энергии воды превращается в давление. Лопастное колесо («крылатку») выполняют литым из чугуна или бронзы.

Для действия насоса необходимо, чтобы перед пуском в ход он был заполнен водой; поэтому приемный трубопровод иногда снабжают обратным клапаном, автоматически закрывающимся при понижении всасывающего действия насоса (при остановлении его) и задерживающим воду от вытекания из насоса и трубопровода. Крупные насосы имеют специальные приспособления для заливки перед пуском. Для приведения насоса в действие служит электродвигатель или паровая турбина.

Давление воды в пространстве 8 (рис. 5-27) между стенками корпуса и лопастями будет, очевидно, близко к давлению за лопастями. Поэтому вода стремится перетекать через зазор между корпусом насоса и колесом обратно в приемный патрубок, где давление ниже, чем в корпусе насоса.

Для уменьшения утечки воды зазор между корпусом и колесом делают возможно меньшим. С этой целью в корпус вставляют уплотнительные кольца (рис. 5-28), пригнанные по колесу с зазором от 0,1 до 0,4 мм в зависимости от размеров насоса.

Во время работы насоса, устроенного по схеме рис. 5-27, его лопастное колесо испытывает значительное неуравновешенное осевое давление вследствие того, что боковая поверхность колеса со стороны всасывания меньше, чем с противоположной стороны, а давление воды на единицу поверхности одинаково (рис. 5-28,а). В небольших насосах для восприятия осевого давления устанавливают упорные подшипники или снабжают колесо разгрузочным приспособлением. В насосах

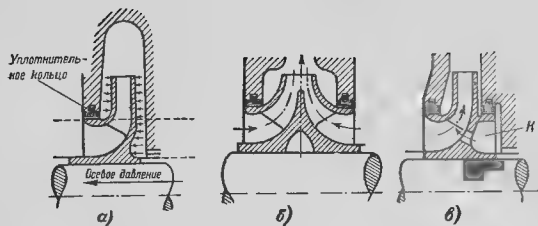


Рис. 5-28. Осевое давление на лопастное колесо и методы его разгрузки.

большой производительности, для того чтобы получить достаточные проходные сечения для воды, применяют двусторонний подвод воды к лопастному колесу (рис. 5-28,б); при этом колесо оказывается симметрично нагруженным с обеих сторон.

Одна из конструкций разгрузочного приспособления схематически показана на рис. 5-28,в; корпус насоса снабжен уплотнительными кольцами с двух сторон, а колесо имеет камеру К, сообщающуюся со стороны всасывания через ряд отверстий в центральной части колеса.

В результате давление на обе стороны колеса получается более или менее одинаковое.

Для фиксации положения ротора насоса относительно его корпуса и для восприятия остаточного осевого давления, возникающего вследствие неполной уравновешенности боковых давлений на колесо, насос снабжают упорным подшипником. Применяются различные типы упорных подшипников — гребенчатые, сегментные и шариковые.

Возможная высота всасывания центробежного насоса зависит от температуры воды. Если температура воды, поступающей в насос, равна или выше температуры насыщения, соответствующей давлению при входе на рабочее колесо насоса, вода вскипает в насосе и последний «запаривается» и срывает. Давление при входе на рабочее колесо при заданном давлении в месте забора воды, расходе воды и сопротивлении всасывающего трубопровода, зависит от геометрической высоты всасывания, т. е. расстояния от уровня воды до оси насоса. Поэтому высота всасывания насоса, определяемая специальными подсчетами, не может превосходить определенной величины. Так, при температуре воды до 25°С и хорошо выполненном, плотном трубопроводе высота всасывания может достигать до 7,5 м, а при температуре 90°С или выше насос будет работать только при давлении

ниже 1 атм, т. е. при нулевой высоте всасывания или при подпоре.

Создаваемый насосом напор, к. п. д. насоса и потребляемая насосом мощность зависят (при постоянном числе оборотов) от его производительности. Во время эксплуатации насоса приходится регулировать задвижкой на напорной стороне подачу воды в зависимости от потребности в ней. Поэтому важно знать,

как ведет себя насос при различных подачах. Эти данные обычно определяют испытанием и изображают в виде графиков, называемых характеристиками насоса.

На рис. 5-29 приведены характеристики циркуляционного насоса, работающего при 765 об/мин. Нанесенные на этот график кривые позволяют быстро определить величину напора H , потребляемую мощность N_e и к. п. д. η насоса для любой производительности Q . По этим кривым можно видеть, например, что при $Q=0$ (задвижка на напорной линии закрыта) создаваемый насосом напор равен 9,5 м вод. ст. (0,95 атм) и потребляемая мощность около 50 л. с.; при $Q=1900 \text{ м}^3/\text{ч}$ насос имеет максимальный к. п. д., но создаваемый напор понижается до 8,1 м вод. ст. и т. д.

Вообще же для всех циркуляционных насосов характерны небольшие напоры, определяемые в основном гидравлическим сопротивлением конденсатора, и большие производительности.

По способу подачи охлаждающей воды к конденсаторам электростанции различают:

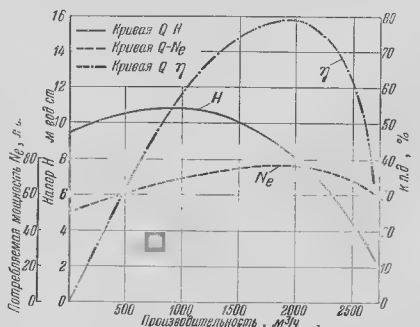


Рис. 5-29. Характеристики центробежного насоса.

1) индивидуальное водоснабжение, когда каждый конденсатор обслуживается своим циркуляционным насосом или двумя насосами; этот метод часто применяется в установках небольшой и средней мощности, а также при заборе воды из градирен или прудов с примерно постоянным уровнем воды. В последнее время индивидуальное водоснабжение стало применяться и в блочных электростанциях с блоками котел — турбина очень большой мощности;

2) централизованное водоснабжение, при котором подача воды во все конденсаторы станции осуществляется из одной общей насосной установки, расположенной на берегу водоема.

Разрез береговой насосной станции приведен на рис. 5-30. Ее устройство рассчитано на бесперебойную работу насосов при любом практически возможном уровне воды в водоеме. Поступление воды в бетонный приемный колодец при необходимости его очистки или ремонта можно прекратить, опустив металлический щит.

Во всех случаях, когда воду забирают из естественного водоема (реки, озера, пруда), приходится ставить перед водоприемной трубой очистительные устройства для задерживания водорослей, рыбы, щепы, камней (в горных реках) и т. д. Для этой цели применяют неподвижные или вращающиеся сетки (решетки).

Неподвижные сетки (рис. 5-30), которые устанавливают по несколько штук параллельно, просты и дешевы, но для сильно

загрязненной воды мало пригодны, так как быстро засоряются и требуют частой очистки.

Вращающаяся сетка (рис. 5-31) представляет собой бесконечную цепь 1, собранную из отдельных звеньев и перекинутую через вращающийся барабан 2, увлекающий ее за собой. Вода проходит сквозь сетку непрерывным потоком, оставляя на ее поверхности посторонние предметы. Загрязненная поверхность сетки непрерывно очищается щеткой 3, расположенной около барабана, и омывается струей воды.

В установке, показанной на рис. 5-31, последовательно установлены две вращающиеся сетки: проходная сетка 4 и сетка 1 с внутренним забором очищенной воды через трубу 5. Сетка 1 дает более полную очистку, так как в проходной сетке 4 фильтрующей стороной является только передняя, а задняя может способствовать вторичному загрязнению воды осадками, оставшимися на сетке. При заборе воды из середины сетки эта возможность исключена; кроме того, сетка может быть сделана более частой, так как ее фильтрующая поверхность гораздо больше, чем у проходной сетки.

Насосы для подачи циркуляционной воды или, как их обычно называют, циркуляционные

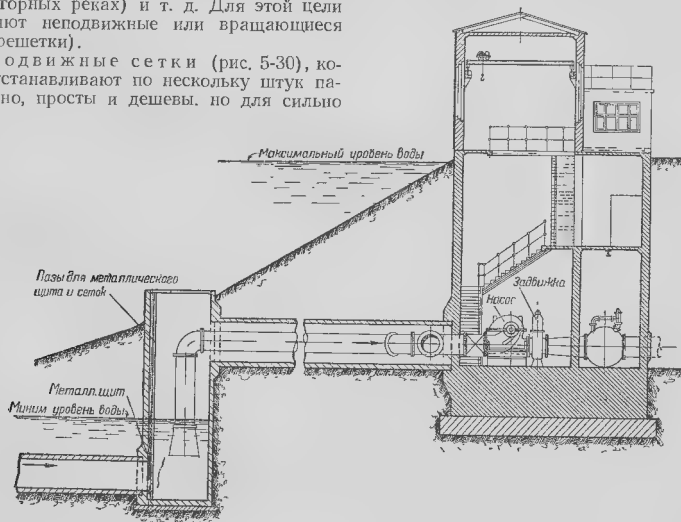


Рис. 5-30. Разрез береговой насосной станции.

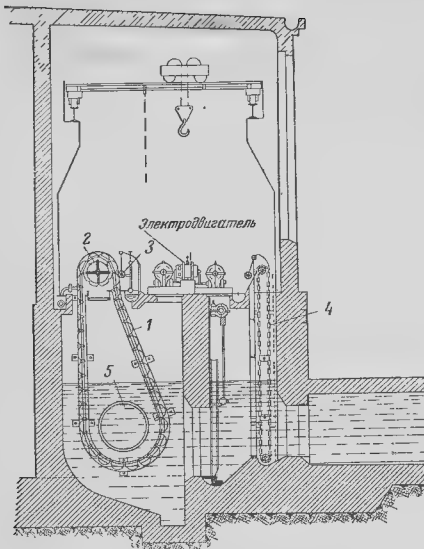


Рис. 5-31. Вращающиеся сетки для фильтрации охлаждающей воды

насосы, могут быть горизонтального или вертикального типа. Основным приводом циркуляционного насоса является электродвигатель, но в некоторых случаях, кроме него устанавливался турбопривод, который должен был обеспечивать работу насоса при аварийных перерывах электроснабжения.

Такой агрегат с двойным приводом возможен только с горизонтальным валом.

В последнее время, однако, надежность электроснабжения вспомогательных нужд электростанций обеспечивается так хорошо, что установка вспомогательного турбопривода перестала быть необходимостью. Это открыло путь к более широкому применению вертикальных циркуляционных насосов, занимающих меньше места и позволяющих более удобно размещать трубопроводы. Пример установки такого насоса показан на рис. 5-32.

Конденсатный насос. Работа конденсатного насоса протекает в трудных условиях вследствие того, что засасывать ему приходится конденсат, температура которого 30–40°С, преодолевая всасывающее действие вакуума в конденсаторе. Непременное требование, ко-

торое предъявляется к конденсатному насосу,— это полная его герметичность во избежание засасывания воздуха в корпус насоса, что влечет за собой потерю его производительности. Поэтому сальники конденсатных насосов почти всегда имеют водяное уплотнение; для этого их соединяют трубами с напорным патрубком насоса или подводят к ним конденсат от независимого трубопровода.

Конденсатный насос может быть горизонтального или вертикального типа, но в настоящее время предпочтение отдается вертикальным насосам, для которых легче обеспечить необходимый подпор 900—1 200 мм вод. ст. со стороны всасывания.

Кроме того, в конструкции вертикального насоса нет необходимости в сальниковом уплотнении с двух сторон корпуса даже при двух опорных подшипниках (рис. 5-34).

Пример современной конструкции одноступенчатого конденсатного электронасоса приведен на рис. 5-33. Вал фланцевого электродвигателя 1 соединен с валом насоса посредством поперечного штифта 2. В крышку 3 на-

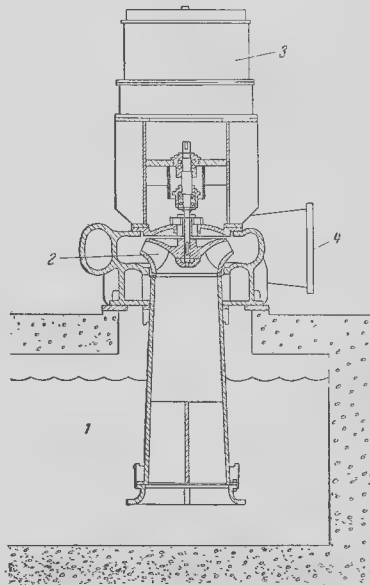


Рис. 5-32. Вертикальный циркуляционный насос
1 - приемный колодец; 2 - колесо насоса, 3 — электродвигатель; 4 - напорный патрубок.

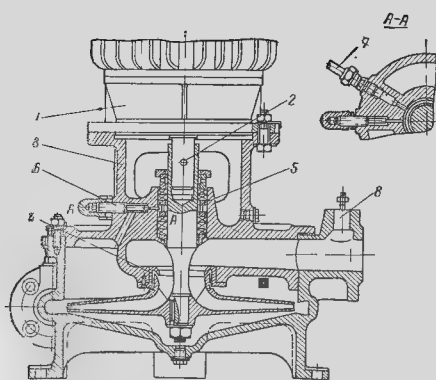


Рис. 5-33. Продольный разрез конденсатного насоса типа ЭКН-5КТ Калужского турбинного завода. Производительность 12 м³/ч при напоре 3,3 кг/см²

1 — электродвигатель; 2 — конический штифт; 3 — крышка (фонарь); 4 — уплотнительное кольцо; 5 — сальник; 6 — дроссельный вентиль; 7 — трубка подвода уплотняющей воды, 8 — штуцер отсоса воздуха

соса, являющуюся одновременно соединительным фонарем, вставлено уплотнительное кольцо 4 для уменьшения перетекания из напорной полости во всасывающую. К сальнику 5

подведена по сверлению в крышке уплотняющая вода от напорного патрубка через дроссельный вентиль 6. При пуске насоса уплотняющая вода подается в сальник по трубке 7 из трубопровода подачи химически очищенной воды в деаэрактор. Во всасывающем патрубке имеется отверстие 8 для отсоса воздуха в конденсатор во избежание образования воздушных мешков в корпусе насоса.

При необходимости подавать конденсат под более высоким давлением применяется двух-, трех- и даже четырехступенчатая конструкция насоса. В этом случае вода из первого колеса (первой ступени) насоса поступает во вторую и последующие, если они имеются, благодаря чему давление в напорном патрубке получается более высоким, без увеличения диаметра или числа оборотов насоса. На рис. 5-34 показана конструкция вертикального трехступенчатого конденсатного насоса, так называемого погружного типа, постоянно залитого конденсатом.

Воздушные насосы (эжекторы)

Для отсасывания воздуха из конденсатора применяют воздушные насосы, называемые обычно **эжекторами**, следующих типов:

- 1) пароструйные (паровые эжекторы);
- 2) водоструйные (водяные эжекторы);
- 3) центробежные (ротационные водяные эжекторы).

Поршневые воздушные насосы в современных турбинных установках не применяются.

Паровые эжекторы. Паровой эжектор представляет собой наиболее распространенный в современных установках, работающих с глубоким вакуумом, аппарат для удаления воздуха. Кроме компактности и надежности в работе, он имеет то достоинство, что дает возможность получить начальный вакуум в конденсаторе в очень короткое время (5—6 мин).

Действие парового эжектора (рис. 5-35) основано на том, что подаваемый к эжектору свежий пар пропускается через одно или несколько сопел 3, входящих в камеру всасывания 4, соединенную трубопроводом с конденсатором; камера всасывания переходит в суживающуюся и затем цилиндрическую камеру смещения 5 и далее в диффузор 6. Пар вытекает из сопла с очень большой скоростью (обычно более 1000 м/сек) и увлекает с собой воздух (точнее, несконденсировавшуюся паровоздушную смесь), поступающий из конденсатора. В диффузоре скорость смеси пара с воздухом понижается, а давление ее возрастает, что дает возможность вывести воздух из эжектора.

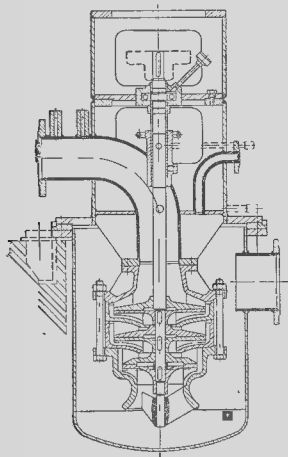


Рис. 5-34. Трехступенчатый вертикальный конденсатный насос погружного типа фирмы Броун Бовери.

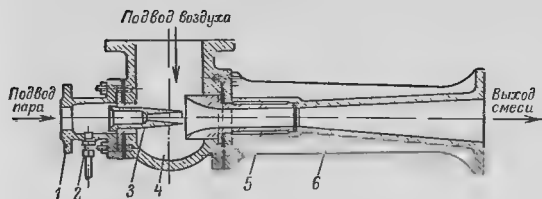


Рис. 5-35. Пусковой эжектор ЛМЗ.

1 - паровая коробка; 2 - трубка к манометру; 3 - сопло; 4 - камера всасывания; 5 - втулка; 6 - диффузор.

Одноступенчатый эжектор может создать вакуум до 650 мм рт. ст. Для получения более глубокого вакуума при хорошей экономичности эжектора применяют двух- и трехступенчатые эжекторы, каждая ступень которых производит не полное, а частичное сжатие паровоздушной смеси, имеет свое сопло и диффузор и питается свежим паром отдельно. Между ступенями эжектора помещают про-

жutoчные охладители для воздуха и пара, которые бывают поверхностного или смешивающего типа. В этих охладителях конденсируется значительная часть отработавшего в эжекторе пара, причем теплота конденсации используется для подогрева конденсата.

Конструкция двухступенчатого эжектора ЛМЗ (типа 25-Э-1) показана на рис. 5-36.

Этот эжектор выполнен однокорпусным и имеет простую конструкцию трубного пучка. Пар поступает в первую ступень эжектора через патрубок 1, проходит через сопло в камеру всасывания 2 и захватывает паровоздушную смесь, поступающую через патрубок 3.

Пройдя камеру смешения и диффузор, смесь пара и воздуха проходит через промежуточный холодильник 4 по пути, показанному стрелками. При этом пар конденсирует-

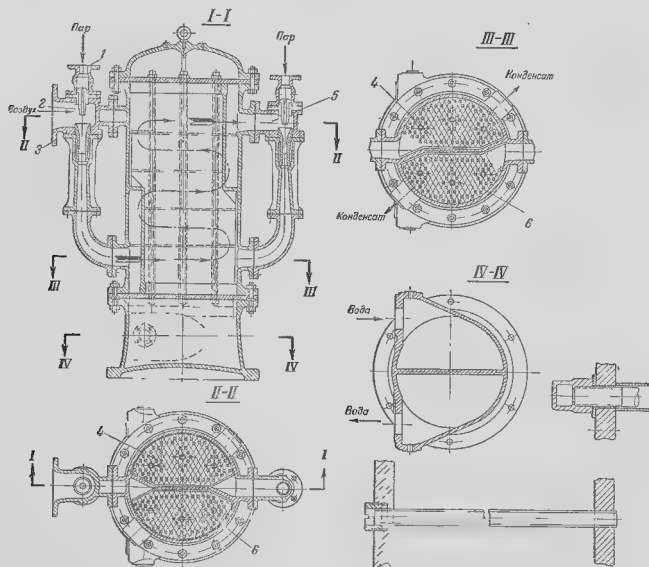


Рис. 5-36. Двухступенчатый паровый эжектор ЛМЗ типа 25-Э-1.

1 - впуск свежего пара в первую ступень; 2 - камера всасывания; 3 - подвод паровоздушной смеси; 4 - промежуточный холодильник; 5 - вторая ступень эжектора; 6 - холодильник второй ступени.

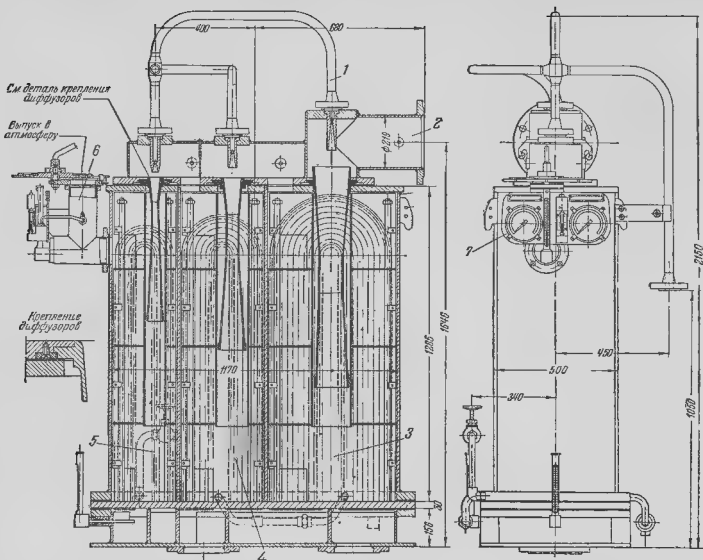


Рис. 5-37. Трехступенчатый паровой эжектор ЛМЗ турбин ВК-50 и ВК-100 (два таких эжектора).

1—подвод свежего пара; 2—подвод паровоздушной смеси; 3—первая ступень эжектора; 4—вторая ступень эжектора; 5—третья ступень эжектора; 6—выход отсосанного воздуха; 7—прибор для замера количества воздуха.

ся, а воздух охлаждается. Остаток смеси захватывается второй ступенью 5 эжектора и сжимается до давления, несколько превышающего атмосферное, после чего отводится в холодильник 6 второй ступени, где пар конденсируется, а воздух отводится в атмосферу.

Охлаждающая вода подается в нижнюю водяную камеру, по трубкам первой ступени поднимается вверх и спускается обратно вниз по трубкам второй ступени. Трубки завальцованы в трубные доски с одной стороны, а с другой установлены в сальники.

Эжектор 25-Э-1 применяется в установках с турбинами АТ-25-1, АТ-25-2, АП-25-2 и др. Он рассчитан на отсос до 20 кг/ч воздуха и расходует 2×250 кг/ч пара.

Вообще же расход пара на действие эжекторов достигает 0,4–1% от общего расхода пара турбины, причем он уменьшается с увеличением числа ступеней в эжекторе. Этим объясняется применение в современных турбинных установках, особенно в установках высокого давления, трехступенчатых паровых эжекторов. На рис. 5-37 приведен чертеж такого эжектора ЛМЗ. Он выполнен в одном

корпусе, снабжен холодильниками с гнутыми П-образными трубками, развальцованными в трубной доске. Патрубок для выпуска воздуха из эжектора снабжен измерительным устройством для определения количества удаляемого воздуха (подробнее об этом см. гл. 9).

Водяные эжекторы. Действие водяного эжектора основано на том, что вода, вытекающая с большой скоростью из особого сопла, к которому она подается под давлением, протекая через камеру, сообщающуюся трубопроводом с конденсатором, увлекает за собой воздух (несконденсировавшуюся паровоздушную смесь) из конденсатора. Кинетическая энергия смеси воды с воздухом в диффузоре частично превращается в потенциальную энергию, вследствие чего смесь выходит из эжектора, преодолевая противодействие атмосферы. На рис. 5-38 изображен в разрезе водяной эжектор системы Броун-Бовери. Вода из особого центробежного насоса, имеющего общий привод с циркуляционным насосом, подается под давлением в патрубок 1, входит в камеру 2 и поступает в сопло 3; благодаря наличию камеры 2 перед соплом не образует-

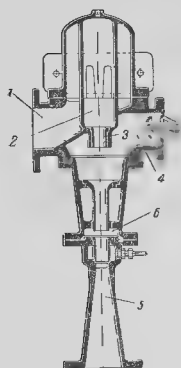


Рис. 5-38. Водяной эжектор

ся вихревых движений воды, которые могли бы вредно отразиться на действии аппарата. Воздух поступает через патрубок 4, снабженный автоматическим обратным клапаном, предупреждающим засасывание воды в конденсатор при неисправности эжектора. Перед диффузором 5 установлена цилиндрическая смесительная камера, состоящая из двух частей, разделенных свободным пространством 6, стабилизирующим работу эжектора.

Эжектор описанного типа расходует около 10% всего количества охлаждающей воды конденсатора; отработавшая вода может быть использована в качестве охлаждающей в конденсаторе, так как температура ее мало повышается. Водяные эжекторы применяются редко, хотя за последнее время интерес к ним повысился в связи с переходом к очень высоким начальным параметрам пара, затрудняющим использование пароструйных эжекторов.

Ротационный водяной эжектор (рис. 5-39) отличается от только что описанного водяного эжектора тем, что вода в камеру смешения попадает не от отдельного центробежного насоса и не в виде одной сплошной струи, а от специального насоса, сконструированного за одно целое с соплами (смесительным 3 и нагнетательным 6), причем вода поступает в камеру смешения в виде струи, разорванной на отдельные части лопастями рабочего колеса 4.

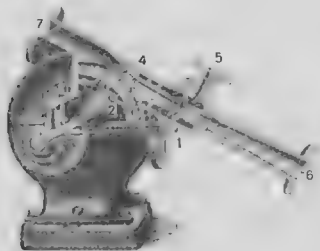


Рис. 5-39. Ротационный эжектор.

Вода входит в корпус насоса по патрубку 1 и проходит к вращающемуся лопастному колесу через неподвижное сопло 2.

Воздух, засасываемый из конденсатора через патрубок 7, увлекается в расширяющуюся часть диффузора 6, где кинетическая энергия смеси воды с воздухом превращается в давление, способное преодолеть противодавление атмосферы (1,05—1,1 *ата*). Насосы этого типа еще можно встретить на электростанциях старой постройки. В частности, эти насосы применялись в небольших турбинных установках ЛМЗ прежних выпусков. Довольно широкое распространение они имеют за границей и, в частности, во Франции.

Подобные насосы обычно работают одним и тем же количеством воды, поступающей из напорного бака и возвращающейся в него обратно, так что расход воды выражается только исполнением утечек и испарения.

Число оборотов этих насосов зависит от размеров колеса и находится в пределах от 700 до 3000 *об/мин*. При пуске насоса в ход через штуцер 5 пускается пар, создающий в камере 4 первоначальное разрежение, на что требуется 10—15 *сек*. Однако длительность работы насоса до создания нормального разрежения в конденсаторе очень велика (20—30 *мин*), что является существенным его недостатком.

Кроме описанных выше основных эжекторов современные турбинные установки снабжают еще пусковыми и вспомогательными эжекторами.

Пусковой эжектор служит для ускорения создания первоначального разрежения в конденсаторе турбины при пуске ее в ход. Для этой цели его запускают одновременно с основными эжекторами в параллельную работу с ними.

Пусковой паровой эжектор (рис. 5-35) не имеет холодильника, выполняется одноступенчатым и выбрасывает паровоздушную смесь непосредственно в атмосферную трубу установки.

Вспомогательные эжекторы служат для отсоса воздуха из водяных камер конденсаторов и маслоохладителей при пуске, а также из циркуляционных насосов, бойлеров и т. п. для их заголения водой.

РЕГЕНЕРАТИВНАЯ СИСТЕМА

Большая часть современных паротурбинных установок электростанций работает по так называемому регенеративному циклу, т. е. использованием теплоты пара, отбираемого в известном количестве из проме-

жучотных ступеней турбины для подогрева питательной воды (конденсата), идущей в котлы; для этой же цели обычно используется отработавший пар эжекторов, вспомогательных механизмов и т. п. Рассмотрим те преимущества, которые дает регенеративный цикл, и принципиальные схемы установок, работающих с регенерацией.

Известно, что из всего количества тепла, подводимого к конденсационной турбине, только 25—30% превращается в механическую работу; 65—70% уносится охлаждающей водой конденсатора, а около 5% возвращается в котел с идущим на его питание конденсатом (см. схему на рис. 1-11). Доказано путем довольно сложных расчетов, которые мы здесь приводить не будем, что, подогревая конденсат паром, отбираемым из бесконечно большого числа мест турбины, можно снизить расход тепла до теоретически возможного минимума. Очевидно, что практически осуществить такую систему не представляется возможным даже при конечном, но большом числе мест отбора, так как стоимость и сложность установки получаются неприемлемыми. Однако при правильном выборе мест отбора пара можно получить 5—8% (а в установках высокого давления и больше) экономии в расходе топлива при отборе пара из двух—четырех ступеней турбины; небольшие установки выполняются с отбором даже из одной только ступени, а в больших современных конденсационных турбинах высоких и сверхвысоких параметров пара делается 7—8 отборов.

Выгодность применения регенеративного цикла основана на том, что теплота отбираемого пара (количество которого составляет от 10 до 30% общего расхода пара) используется полностью, включая теплоту конденсации.

Отметим также, что применение отбора пара из промежуточных ступеней благоприятно отражается на некоторых узлах конструкции самой турбины. Действительно, в первую ступень турбины поступает большее, чем обычно, количество пара, часть его отбирается из промежуточных ступеней, и последняя ступень должна пропустить уменьшенное количество пара. Следовательно, лопатки первых ступеней можно выполнять более высокими, а лопатки последних ступеней — менее высокими, чем в турбинах, работающих без отбора пара; это дает возможность повысить к. п. д. и предельную мощность турбины для данного числа оборотов (стр. 69) и увеличивает ее надежность в эксплуатации. В свою очередь конденсатор может быть выполнен меньших размеров. Кроме того, вместе с паром, отбираемым из части низкого давления,

удаляется часть содержащейся в паре влаги, что способствует сохранности лопаток последних ступеней турбины.

Наивыгоднейшая конечная температура питательной воды зависит от способа использования теплоты отходящих газов в котельной установке; в некоторых установках питательная вода, проходя через экономайзеры, заимствует эту теплоту, в других же отходящими газами подогревается воздух, необходимый для сжигания топлива; наконец, возможно одновременное применение водяных и воздушных экономайзеров (стр. 18).

При наличии водяного экономайзера в установке температура воды должна быть такой, чтобы на поверхности экономайзера не происходило конденсации влаги, содержащейся в дымовых газах, что всегда связано с разведением стенок экономайзера; для этого питательная вода должна быть предварительно подогрета не ниже чем до 50—70°С, что можно осуществить, отбирая пар из одной ступени турбины.

При наличии развитых воздушных экономайзеров можно было бы подогревать питательную воду до температуры насыщенного пара, но практически по соображениям общей экономичности установки с учетом затраты металла ограничивают подогрев температурой 145—230°С, что может быть достигнуто при отборе пара из трех—пяти ступеней турбины (см. табл. 4-2 на стр. 135).

Теплообменные аппараты

Конструкция подогревателя в принципе сходна с конструкцией конденсатора. Подогрев питательной воды осуществляется или непосредственным соприкосновением пара с подогреваемой водой, или же пропуская ее сквозь трубки, омываемые паром снаружи. В соответствии с этим подогреватели разделяют на смешивающие и поверхностные.

Смешивающие подогреватели применяются в стационарных установках пока только в виде деаэраторов, тор рассматриваются ниже.

Поверхностные подогреватели являются основным типом подогревателей регенеративной системы. Они устанавливаются между конденсатором и питательным баком или между питательным насосом и котлом. В первом случае подогреватель называется подогревателем низкого давления, работает под напором конденсатного насоса и давление воды в нем не превышает 2,0—8,0 атa; во втором же случае подогрева-

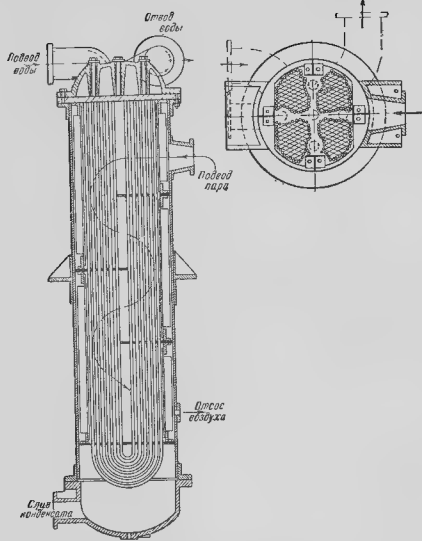


Рис. 5-40. Подогреватель низкого давления ЛМЗ.

тель называется подогревателем высокого давления, работает под напором питательного насоса и, следовательно, должен быть рассчитан на высокое давление, несколько большее, чем давление пара в котлах.

Разрез подогревателя низкого давления конструкции ЛМЗ приведен на рис. 5-40.

ЛМЗ строит подогреватели вертикального типа с U-образными трубками; такая конструкция имеет то преимущество, что отсутствует нижняя трубная доска, благодаря чему подогреватель становится более надежным в эксплуатации с точки зрения плотности соединений.

Водяные камеры и коллекторы подогревателей низкого давления выполняются литыми из чугуна, а трубки — из латуни. Трубки развальцованы в трубной доске с обоих концов.

Поток пара направляется по извилистому пути перегородками, закрепленными в каркасе, связывающем пучки трубок. Конденсат пара (дренаж) собирается в нижней части корпуса, откуда отводится в соответствии со схемой в предыдущий подогреватель, деаэратор или в главный конденсатопровод.

Для наблюдения за уровнем конденсата на корпусе подогревателя обычно устанавливают водоуказательное стекло. При чрезмерном повышении уровня конденсата избыток его отводится через конденсационный горшок и трубопровод достаточного сечения в конденсатор или в другой подогреватель.

Между подогревателями и турбиной на трубопроводах отбираемого пара устанавливаются обратные клапаны во избежание попадания в турбину воды при разрыве трубок подогревателей или обратного потока пара из подогревателей во время сброса нагрузки с турбины.

Подогреватели низкого давления современных крупных турбин иногда размещают на конденсаторе или в выхлопном патрубке турбины, что дает выигрыш места и позволяет уменьшить длину соединительных трубопроводов.

Пример конструкции современного подогревателя высокого давления приведен на рис. 5-41, изображающем подогреватель ЛМЗ серии БИП, рассчитанный на давление питательной воды 180 атм. В отличие от подогревателя низкого давления он не имеет трубной доски. Трубки 1 изогнуты в виде буквы W и концами вварены в сборные коллекторы 2, к которым в свою очередь приварены патрубки 3 для подвода и отвода питательной воды. В корпусе подогревателя установлены поперечные перегородки 4, направляющие греющий пар по извилистому пути. Патрубки коллекторов верхними концами вварены в крышку подогревателя. Поэтому трубная система может быть извлечена из корпуса для осмотра только вместе с крышкой. В нижней части водоподогревателя установлены водоуказательное стекло и конденсатостводчик с поплавковым регулятором уровня.

Подогреватель высокого давления ПВ-30 конструкции Калужского турбинного завода изображен на рис. 5-42. Подогреватель состоит из корпуса 1 с опорными лапами 2, крышки 3 со стояком 4, змеевиков 5, образующих поверхность нагрева, и перегородок 6, организующих движение греющего пара по винтовому пути сверху вниз. Подогреваемая вода входит через центральный канал стояка 4, опускается в распределительный коллектор 7 и попадает в девять спиральных змеевиков, навитых из стальных труб, по которым поднимается навстречу потоку греющего пара. Из верхнего коллектора 8 подогретая вода отводится через наружный кольцевой канал стояка 4 и патрубок 9.

Греющий пар поступает в корпус подогревателя по патрубку 10. Конденсат греющего

пара отводится через штуцер 11. На крышке подогревателя установлен предохранительный клапан 12. Для наблюдения за уровнем конденсата имеется воду за-
 тельное стекло 13.

Основные данные этого водо-
 подогревателя:

расход подогревае- мой воды	60 200 кг/ч
расход греющего па- ра	4 760 кг/ч
давление греющего пара	64 кг/см ²
давление греющего пара	5 кг/см ²
температура воды: до подогревателя	104° С
за подогревате- лем	146° С

Подогреватели высокого давления обычно снабжены клапанами, производящими отключение подогревателя от напорной магистрали в случае его переполнения конденсатом. На некоторых подогревателях отключающие клапаны установлены непосредственно на крышке подогревателя; в более старых подогревателях ЛМЗ они расположены в специальной коробке, устанавливаемой рядом с подогревателем. Схема такой коробки дана на рис. 5-43. Клапанная коробка соединена трубопроводом с импульсным конденсационным горшком.

При нормальной работе подогревателя питательная вода поступает по трубопроводу 1, проходит через входной клапан 2 и трубопровод 3 в подогреватель, выходит из него по трубопроводу 4 и через клапан 5 поступает в трубопровод 6. При переполнении подогревателя конденсатом поплавков конденсационного горшка 7 поднимается и открывает выход конденсата в трубопровод 8 большого сечения. Одновременно подъем поплавка вызывает срабатывание клапана 9, в результате чего клапаны 2 и 5 автомати-

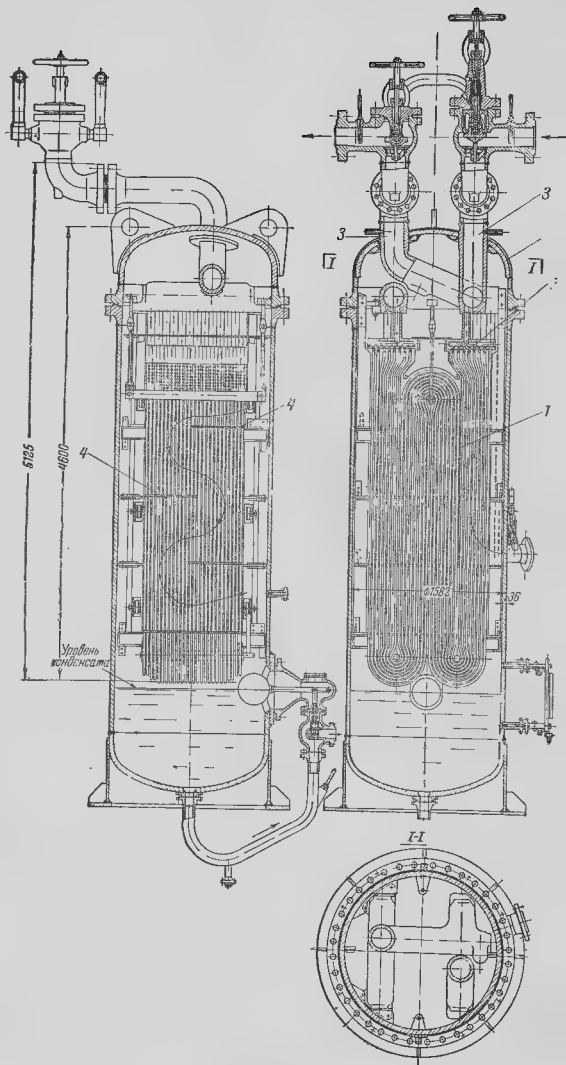


Рис. 5-41. Подогреватель высокого давления Ленинградского металлического завода.

чески закрываются, а питательная вода через обводный клапан, расположенный внутри коробки, поступает из трубопровода 1 непосредственно в трубопровод 6, минуя подогреватель.

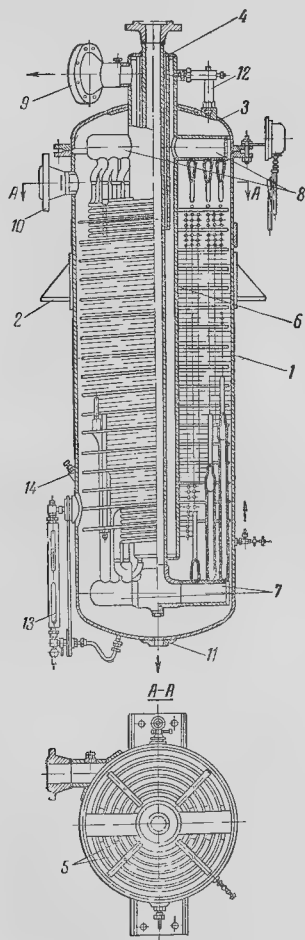


Рис. 5-42. Разрез подогревателя высокого давления типа ПВ-30 конструкции Калужского турбинного завода.

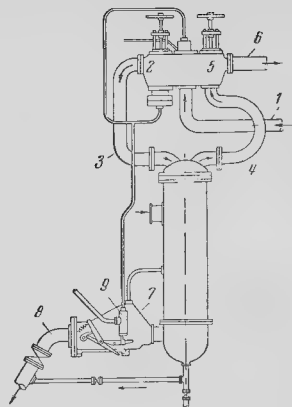


Рис. 5-43. Схема устройства автоматической клапанной коробки подогревателя высокого давления

У самых новых подогревателей в нижней части имеется сигнализатор уровня (см. деталь 14 на рис. 5-42), срабатывающий при аварийном повышении уровня конденсата в корпусе и подающий на пульт управления импульс на отключение подогревателя по воде и пару.

В тепловую схему большинства современных установок входит также **деаэратор**, предназначенный для подогрева питательной воды, сопровождающегося удалением из нее воздуха и других газов, перед подачей ее на питание паровых котлов.

Деаэратор обычного типа состоит из аккумуляторного бака питательной воды, представляющего собой цилиндрический стальной резервуар большой емкости, и установленной на нем деаэрационной колонки (рис. 5-44). Подлежащую деаэрации питательную воду подводят к верхней части колонки, откуда она стекает вниз, проходя через ряд дырчатых тарелок, разбивающих поток воды на мелкие струи. Навстречу стекающей воде направлен поток греющего пара, подводимого к нижней части колонки и проходящего через распределитель 4, равномерно раздающий пар по всему объему колонки. Встречаясь со струями воды, пар нагревает ее, благодаря чему из воды выделяются растворенные в ней газы. Конденсат пара и деаэрированная вода стекают в расположенный под колонкой бак, а газы и остатки пара удаляются в атмосферу через патрубок в крышке колонки.

Постоянный уровень воды в аккумуляторном баке поддерживается поплавковым регулятором, воздействующим на подвод воды к колонке. Расход греющего пара регулируется автоматическим дроссельным клапаном.

Современные конденсаторы мощных турбинных установок настолько хорошо деаэрируют конденсат (содержание кислорода не выше $0,01 \text{ мг/л}$), что установка деаэраторов в этих случаях перестала быть обязательной.

Наконец, иногда в систему питания котлов вводят **испаритель**, представляющий собой аппарат для приготовления (дистилляции) необходимого количества добавочной питательной воды, пополняющей убыль конденсата.

Испарители бывают горизонтального и вертикального типов. Последняя конструкция, как занимающая меньшую площадь на электростанции, применяется для испарителей большой производительности. В зависимости от того, где проходит греющий пар, испаритель может быть паротрубным или водотрубным.

Пример конструкции горизонтального паротрубного испарителя приведен на рис. 5-45. Греющий пар из соответствующего по давлению нерегулируемого отбора турбины входит в патрубок 1, проходит через два ряда сушильных трубок 2, расположенных над уровнем испаряемой воды, и поступает в секции (батареи) греющих трубок 3, где отдает свое тепло воде.

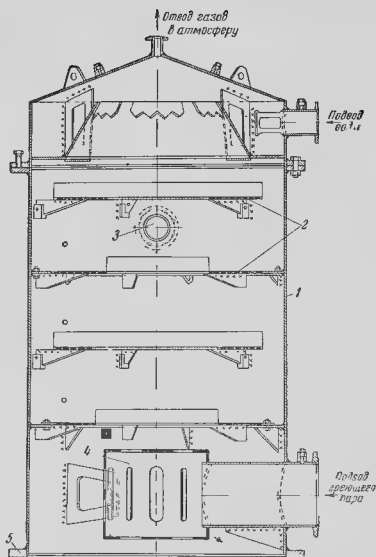


Рис. 5-44. Разрез колонки деаэратора ЛМЗ

1 — корпус; 2 — разбрызгивающие дырчатые тарелки; 3 — смотровые стекла; 4 — распределитель греющего пара; 5 — фланец для присоединения к аккумуляторному баку.

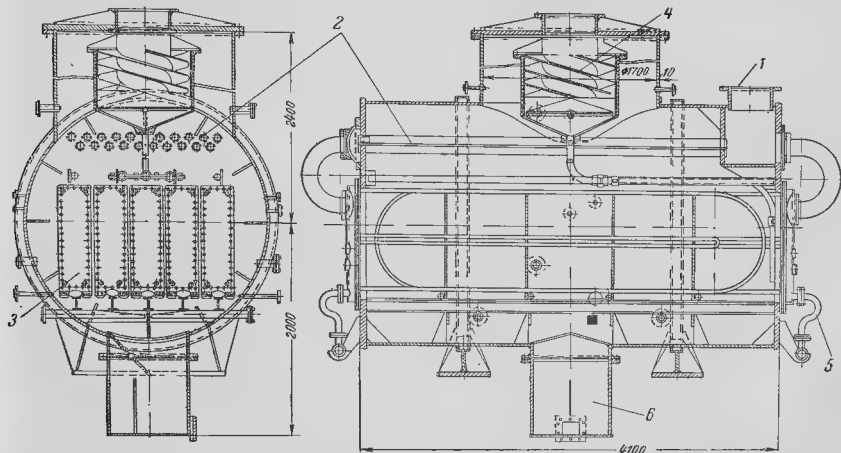


Рис. 5-45. Испаритель горизонтального типа.

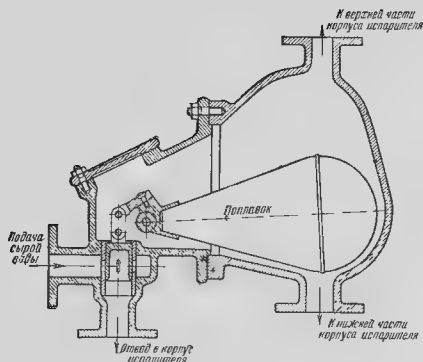


Рис 5-46 Разрез автоматического питающего клапана испарителя с поплавковым регулятором.

Образующийся при испарении воды вторичный пар подсушивается, проходя через сушильные трубки 2, дополнительно сепарируется от уносимой влаги в циклонном (центробежном) сепараторе 4 и уходит в конденсатор, где превращается в воду, пополняющую убыль конденсата на электростанции. Конденсат греющего (первичного) пара сливается из батарей через патрубки 5.

Удаление концентрата солей и грязи, образующегося при испарении воды, производится из отстойника 6 продувочным насосом.

Регулирование уровня воды в корпусе испарителя осуществляется поплавковым регулятором питания, одна из конструкций которого показана на рис. 5-46.

В зависимости от величины потерь конденсата на электростанции применяют от одной до шести ступеней испарительных установок в тепловой схеме.

Конденсация вторичного пара испарителей может осуществляться как в специальных конденсаторах, так и в регенеративных подогревателях или в деаэраторах.

Для того чтобы получить представление о том, что представляет собой современная турбинная установка, рассмотрим упрощенную принципиальную тепловую схему турбиной установки ВК-50 ЛМЗ (рис. 5-47).

Эта турбина, как уже описано ранее (гл. 4), является однокорпусной конденсационной турбиной высокого давления и имеет пять отборов пара для подогрева питательной воды. На схеме рис. 5-48 жирными сплошными линиями вычерчены паропроводы, тонкими

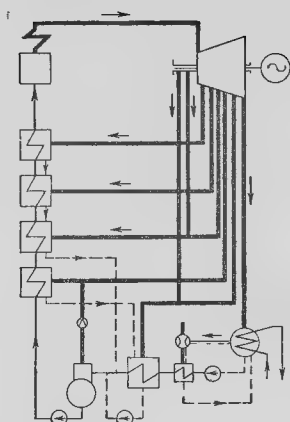


Рис. 5-47. Принципиальная тепловая схема турбины ВК-50 ЛМЗ.

сплошными линиями — трубопроводы главного потока конденсата, тонкими пунктирными линиями — трубопроводы дренажа.

Из схемы ясно, что получающийся в конденсаторе конденсат прогоняется конденсатным насосом вначале через холодильник эжектора, где подогревается отработавшим паром эжектора, затем он идет через поверхностный подогреватель низкого давления, где подогревается паром, взятым из последнего (пятого) отбора турбины, и, наконец, поступает в деаэратор атмосферного типа, где он подогревается паром из четвертого отбора турбины до температуры кипения и освобождается от воздуха. Из деаэратора конденсат (питательная вода) забирается питательным насосом и прогоняется через четыре последовательно включенных подогревателя высокого давления. В них конденсат постепенно обогревается паром из четвертого, третьего, второго

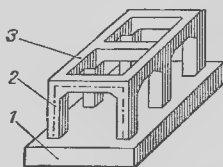


Рис. 5-48 Схема устройства железобетонного фундамента под турбогенератор

и первого отборов до температуры 215°C и поступает в котельную установку.

Лабиринтовый пар из переднего концевого уплотнения также используется для подогрева питательной воды; он поступает в паропроводы пятого и третьего отборов пара.

Дренаж (конденсат греющего пара) из подогревателя первого отбора сливается самотеком в подогреватель второго отбора, оттуда в подогреватель третьего отбора, а из него в деаэрактор. Конденсат греющего пара из подогревателя четвертого отбора сливается в подогреватель пятого отбора, а из последнего перекачивается специальным перекачивающим насосом в деаэрактор.

Наконец, в холодильниках трехступенчатого эжектора дренаж последовательно проходит из третьей ступени во вторую, из второй в первую, а из первой самотеком течет в конденсатор, откуда откачивается вместе с основным конденсатом турбины.

ФУНДАМЕНТ И РАСПОЛОЖЕНИЕ ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Фундамент паровой турбины должен в основном выполнять следующие функции:

1) воспринимать и равномерно передавать грунту нагрузку от веса агрегата и от крутящих моментов, возникающих во время работы и достигающих наибольших значений при коротких замыканиях;

2) поглощать вибрации, появляющиеся при работе агрегата;

3) обеспечивать правильное положение фундаментной плиты турбины, которая устанавливается на фундамент и несет на себе стойки подшипников, опоры корпуса и т. п.

Эти требования и необходимость компактно и доступно для обслуживания разместить вспомогательное оборудование определяют размеры и конструкцию фундамента каждой турбины.

Основным типом фундамента является железобетонная конструкция, схематически изображенная на рис. 5-48. Фундамент состоит из нижней плиты 1, опирающихся на нее колонн 2, между которыми помещают конденсатор, и горизонтальной верхней рамы 3, на которую кладут фундаментную плиту турбогенератора.

Нижняя плита углубляется в грунт и служит для передачи нагрузки на него. При ненадежных грунтах (торфяные, лесовые, сырой песок) плита должна быть углублена до надежного грунта или положена на искусственное свайное основание. Глубина залегания плиты должна быть больше глубины залегания

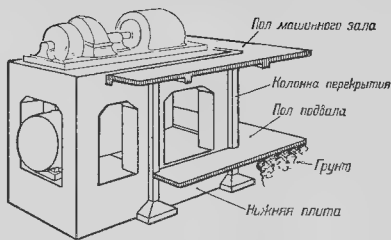


Рис. 5-49. Схема сопряжения фундамента с перекрытием машинного зала.

других фундаментов машинного зала, а масса ее должна быть не меньше общей массы колонн, верхней рамы и установленного на фундаменте агрегата.

Фундамент не должен быть жестко соединен с частями здания для того, чтобы им не передавались вибрации турбогенератора.

Высота колонн и расстояния между ними определяются размерами установки. Как правило, верхняя рама располагается на уровне пола машинного зала. При этом перекрытие последнего должно опираться на независимые от фундамента колонны (рис. 5-49) и между ними и фундаментом оставляют зазор около 20 мм.

Поперечные балки верхней рамы располагают так, чтобы непосредственно над ними находились опорные подшипники турбогенератора. Для того чтобы увеличить площадь верхней рамы, часто выносят края ее за пределы колонн. В таком случае свешивающиеся края должны иметь достаточно жесткую конструкцию (рис. 5-50).

В некоторых случаях фундамент выполняют в виде клепаной конструкции из стальных балок. Такой фундамент можно построить быстро и точно, но он получается дорогим и масса его не всегда достаточна для поглощения вибраций агрегата. Поэтому большого распространения стальные фундаменты не получили.

На рис. 5-50 показана установка турбогенератора АП-2,5 Калужского турбинного завода. Как видно из чертежа, фундамент имеет верхнюю раму со свешивающимися краями, шесть колонн (по три с каждой стороны) и массивную нижнюю плиту, углубленную в грунт. Конденсатор опирается на поперечные бетонные подушки, сквозь которые пропущен трубопровод охлаждающей воды. Щиты с контрольно-измерительными приборами, подогреватели низкого (ПНД) и высокого

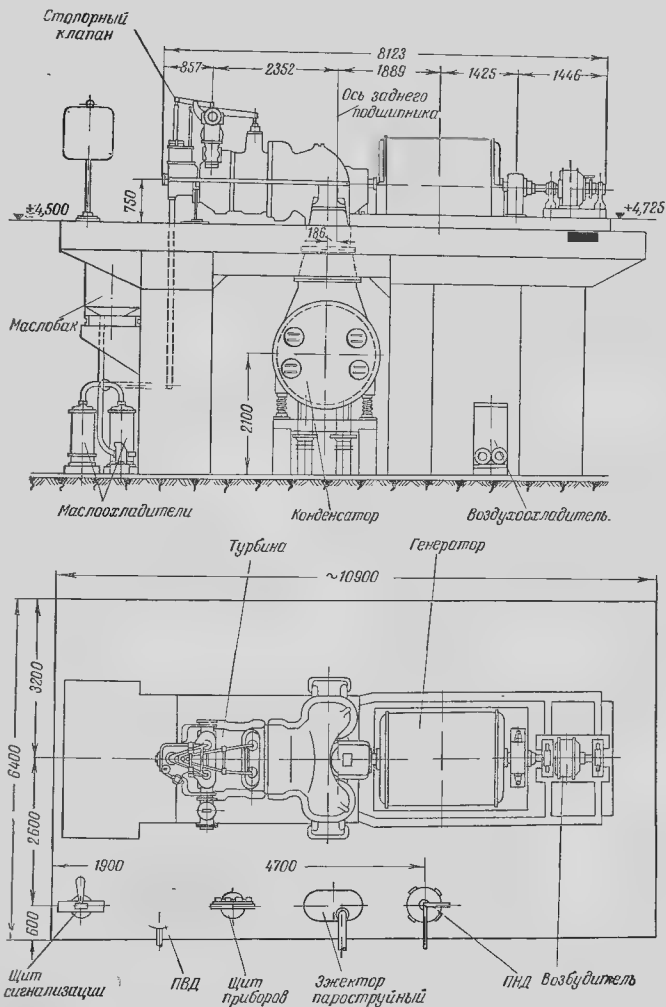


Рис. 5-50. Компонировка турбинной установки АП-2,5 Калужского турбинного завода.

(ПВД) давления и эжектор расположены рядом с турбогенератором, а воздухоохладитель и маслоохладители — в нижнем этаже.

Расположение конденсатора поперек оси турбины в настоящее время наиболее распространено, в особенности для турбогенераторов большой мощности, так как в этом случае пар, выходящий из выхлопного патрубка турбины, более равномерно распределяется по длине трубного пучка конденсатора.

Расположение и схема соединения отдельных частей любого турбогенератора небольшой мощности не представляют собой ничего особенно сложного и в основном могут быть сведены к изображенным на рис. 1-8 и 5-50 примерам. Совершенно иначе обстоит дело с современными мощными установками, в которых используются все возможные средства для повышения к. п. д. машины и ее надежности в работе. В этом случае установка получается настолько сложной, что разобраться в кажущемся нагромождении трубопроводов, насосов, вентилях и т. п. затруднительно, и только внимательное изучение схемы установки позволит установить назначение и функции каждой из ее деталей.

В виде примера мы приводим на рис. 5-51 схему расположения и соединения частей турбогенераторной установки, работающей с регенерацией тепла, и краткое ее описание. Рассматриваемая установка состоит из турбины мощностью 10 000 квт, выполненной в двух корпусах, генератора и поверхностного конденсатора

Из ступеней низкого давления турбины отбирается пар как для подогревания конденсата, так и для испарения сырой воды с целью сделать ее пригодной для питания котлов. Испаритель дает до 1 800 кг химически чистой и не содержащей воздуха воды в час. В подогревателях питательная вода нагревается до 82° С.

Конденсатор с центральным потоком пара рассчитан на абсолютное давление 0,05 кг/см² при полной нагрузке и температуре охлаждающей воды 17° С. Отсасывание воздуха осуществляется двухступенчатыми пароструйными эжекторами с поверхностными промежуточными охладителями, в которых теплота пара, отработавшего в эжекторах, использует-

ся для подогрева конденсата. Эжекторов имеется два комплекта, каждый из которых рассчитан на удаление 25 кг воздуха в час.

Конденсатных насосов имеется также два, и производительность каждого из них достаточна для откачивания всего поступающего количества конденсата. Насосы - центробежные с вертикальными валами и приводятся в действие электродвигателями.

Охлаждающая вода подается одним или одновременно обоими из двух установленных вертикальных центробежных циркуляционных насосов, приводим в движение электродвигателями.

Масло подается к подшипникам под давлением насосом, приводимым от вала главной турбины, и проходит через холодильники. Часть масла ответвляется в центробежный сепаратор, очищающий слои от твердых и жидких примесей.

Приведенная схема, хотя и не является новой, характерна для современной турбинной установки, и изучение ее должно облегчить понимание схем, могущих встретиться на практике.

Отметим, что в этой схеме отсутствует деаэрактор, роль которого возложена на конденсатор. В большинстве же современных схем деаэрактор имеется.

Контрольные вопросы и задачи

1 Сколько килокалорий тепла нужно отнять, чтобы сконденсировать 1 т пара, имеющего давление 0,04 атм и $x = 90^\circ$

2. Что называется «предельным вакуумом»?

3. В чем заключается принципиальная разница между поверхностными и смешивающими конденсаторами?

4. В каких случаях приходится прибегать к устройству градирей?

5. Что называется пересыханием конденсата, почему оно происходит, в чем заключается его вредное влияние на работу установки?

6. Почему углубляется вакуум в конденсаторе при снижении нагрузки турбины?

7. Почему приходится снабжать центробежные насосы разгрузочными приспособлениями?

8. На каком принципе основано действие диффузора и для какой цели он служит?

9. На чем основана выгода применения регенеративного цикла?

10. Какие требования предъявляются к фундаменту турбинной установки?

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ И ТУРБИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Условия применения турбин с противодавлением

Турбина с противодавлением представляет собой машину, весь отработавший пар которой при давлении, превышающем атмосферное, поступает в нагревательные устройства, где его теплота используется для производственных или бытовых целей.

К турбинам с противодавлением следует отнести также предвключенные турбины, как правило рассчитанные на высокое начальное давление и высокое противодавление. Отработавший пар этих турбин используется в турбинах нормального давления.

Еще не так давно предприятия, нуждающиеся в больших количествах пара низкого давления (2—5 *атм*) для целей отопления или варки, сушки и иных технологических процессов (например, химические, бумажные, текстильные, спичечные, сахарные и другие заводы), устанавливали для получения этого пара котельные установки низкого давления с отделением пара непосредственно потребителям тепла.

Несколько реже применялись установки более высокого давления (10—12 *атм*), в которых некоторая часть пара предназначалась для машин, снабжавших завод механической или электрической энергией, а другая часть шла на нужды производства через понижающий давление (редукционный) клапан. Устраивались также котельные смешанного типа с котлами различного давления. Все эти способы снабжения производства паром и «силовой» энергией связаны со значительными тепловыми потерями, в рассмотрение которых мы здесь входить не будем.

В настоящее время получили распространение установки, в которых роль редукционного клапана возложена на турбину, включенную между паровым котлом достаточно высокого давления и аппаратами потребителями пара низкого давления. Снижение давления пара до значения, требуемого производством, происходит в этом случае в турбине, а механическая энергия вращения вала турбины или электрическая энергия от соединенного с ней генератора получается в виде побочного продукта, для получения которого приходится затратить только небольшое добавочное количество топлива.

Эта энергия обходится очень дешево: действительно, в нагревательных аппаратах предпринятия теплота пара используется почти полностью, включая теплоту конденсации (парообразования), чего мы не имеем в нормальных конденсационных теплосиловых установках. Конденсат из нагревательных аппаратов возвращается обратно в котлы, так что теплота его теряется только в небольшой части. Таким образом, потери в такой установке в основном сводятся к утечкам пара и конденсата, трению в подшипниках, потерям в генераторе и лучеиспусканию турбины и паропроводов. Коэффициент полезного действия подобной турбинной установки достигает 90—95%; иначе говоря, только 5—10% теплоты полученного из котла пара теряется непроеизводительно. Таким образом, турбинная установка с противодавлением является наиболее экономичной из всех существующих типов теплосиловых установок¹.

На рис. 6-2 изображен тепловой баланс небольшого турбогенератора с противодавлением. Сравнивая его с приведенным на рис. 6-1 тепловым балансом конденсационного турбогенератора такой же мощности, мы видим, что небольшая часть теплоты пара в первом случае эффективно используется для нужд производства, а во втором случае бесполезно уходит на охлаждающей водой конденсационного устройства.

Очевидно, что турбину с противодавлением целесообразно устанавливать только в том случае, если весь проходящий через нее пар может быть всегда использован для нужд производства, так как выпускать излишки пара в атмосферу (работать на выхлоп) и терять, таким образом, его тепловую энергию невыгодно. Следовательно, потребность предприятия в паре должна быть всегда равна или немного превышать то количество пара, которое проходит через турбину; недостающее для производства количество пара пополняется непосредственно из котла через редукционный клапан. Схема такой установки изображена на рис. 6-3.

В тех случаях, когда потребность предприятия в электрической энергии невелика,

¹ Приведенные цифры справедливы только для установившегося режима работы с учета перерывов и изменений нагрузки; соответственно средние эксплуатационные значения к. л. д. будут ниже.

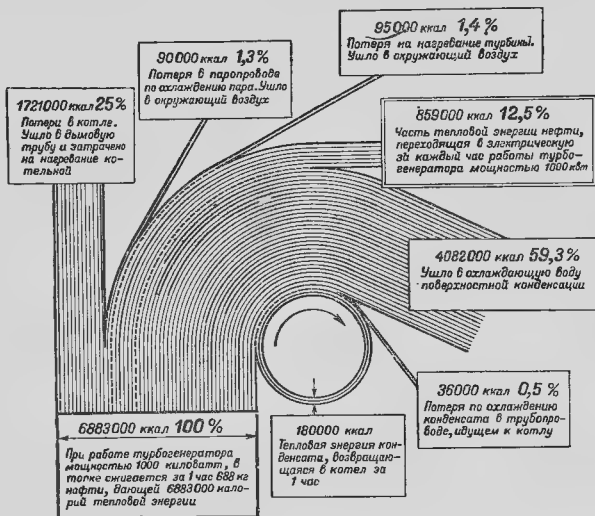


Рис. 61 Тепловой баланс конденсационного турбогенератора мощностью 1000 кВт.

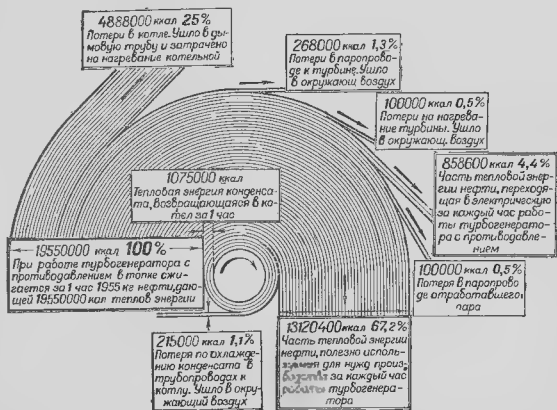


Рис. 62. Тепловой баланс турбогенератора с противодавлением мощностью 1000 кВт.

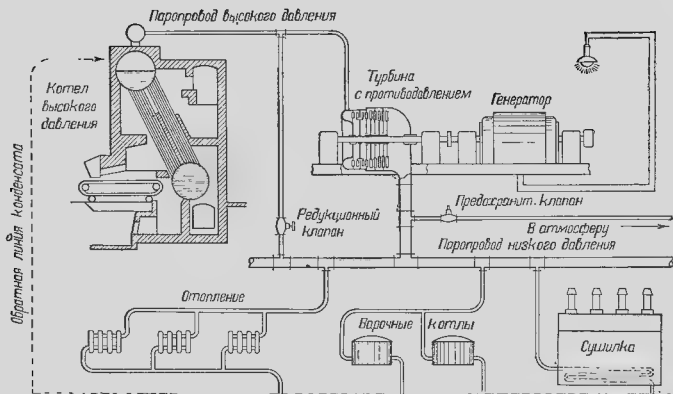


Рис. 6-3 Схема теплосиловой установки с противодавлением.

а для нужд производства требуется очень много пара, имеется возможность установить турбогенератор большой мощности с необходимым расходом пара и отдавать избыток электрической энергии на сторону, например другой предприятию.

Давление пара, используемого для технологических процессов производства, как правило, должно оставаться неизменным, несмотря на возможные колебания в расходе пара. Таким образом, нагрузка турбины (количество вырабатываемой электрической энергии) всецело зависит от потребности производства в греющем паре и меняется вместе с ней.

Такая работа турбинной установки носит название «работы по тепловому графику» в отличие от «работы по электрическому графику», при которой нагрузка турбины определяется потребностью в электрической энергии.

В тех случаях, когда предприятие имеет сильно колеблющиеся по времени для или года расход пара, работа одной турбины с противодавлением будет невыгодной из-за необходимости временами работать полностью или частично на выхлоп для удовлетворения потребности в электрической энергии. Поэтому параллельно турбине с противодавлением часто устанавливают конденсационную турбину, нагрузку которой можно регулировать в зависимости от потребности в электрической энергии.

Другим решением этого вопроса является применение турбины с отбором пара, представляющей собой по существу соедине-

ние турбины с противодавлением и конденсационной турбины в один агрегат.

Применение турбины с отбором пара или параллельная установка турбины с противодавлением и конденсационной турбины становятся необходимыми также, если мощность турбины с противодавлением меньше, чем требуется для удовлетворения потребителей механической (электрической) энергии.

Если турбина с противодавлением будет работать с полной нагрузкой лишь кратковременно, то ее установка часто не оправдывает себя, так как к. п. д. ее при малых нагрузках резко снижается¹, а себестоимость энергии возрастает вследствие неполного использования оборудования станций.

Устройство турбины с противодавлением

Турбина с противодавлением представляет собой сравнительно несложную машину. Для того чтобы получить в выпускном патрубке турбины необходимое повышенное давление пара (обычно 1,2–6 ат), нужно, вообще говоря, отбросить последние ступени конденсационной турбины. Например, на стр. 45 мы приводили таблицу примерного распределения давлений по ступеням; из этой таблицы

¹ Величиной, определяющей низкий к. п. д. турбины с противодавлением при частичных нагрузках, является расход пара на холостой ход, равный для этих турбин 15–35% от расхода пара при экономической нагрузке против 5–10% у чисто конденсационных турбин.

видно, что для получения в выпускном патрубке давления отработавшего пара 1,2 *ата* нужно оставить только первые девять ступеней, а для давления 10 *ата* — первые четыре ступени рассматриваемой в таблице турбины и т. д. В простейшем случае турбина с противодавлением сводится к одному диску с двумя или, реже, тремя ступенями скорости; конструкция такой турбины показана на рис. 6-4. Подобная турбина, отличающаяся простотой, дешевизной, малыми габаритами, имеет, однако, невысокий к. п. д.

При достаточно большом теплорперепаде турбины с противодавлением, особенно турбины большой мощности, выполняются многоступенчатыми. Это обеспечивает получение более

высокого к. п. д. турбины (заметим лишь, что снижение к. п. д. при недогрузке у многоступенчатой турбины происходит более резко, чем у одноступенчатой).

Расход пара на единицу мощности (удельный расход) у турбин с противодавлением значительно выше, чем у конденсационных турбин; в зависимости от величины противо-давления он составляет от 8 20 до 50 - 60 *кг/квт·ч* против 3—5 *кг/квт·ч* расхода конденсационных турбин. Это обстоятельство нетрудно понять, если учесть, что в области более высоких давлений располагаемые перепады тепла при данном перепаде давлений невелики (см. *is*-диаграмму), и для получения определенной мощности приходится использо-

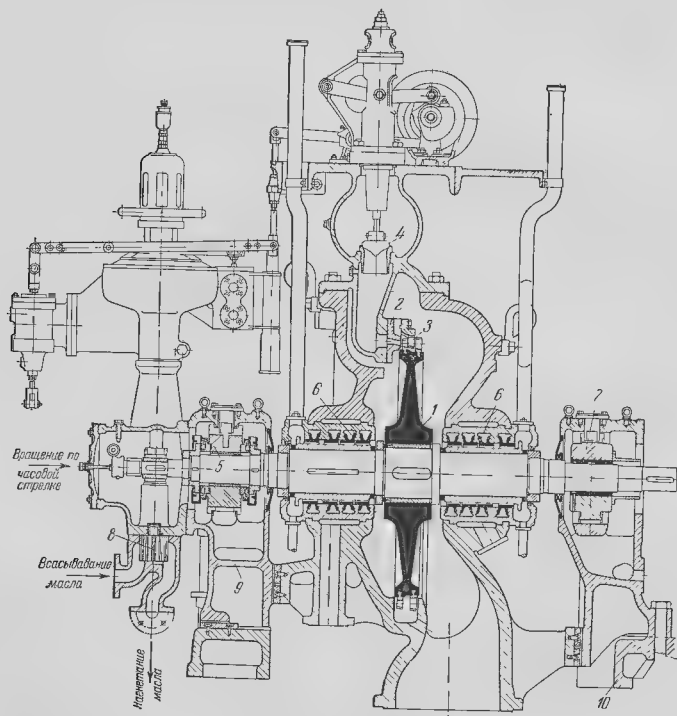


Рис. 6-4. Разрез турбины с противодавлением Невского завода им. Ленина мощностью 625 *квт*, 3000 *об/мин*. Начальное давление 11 *ата*, противодавление 4,5 *ата*.

1—диск; 2—лопатки; 3—сопловой клапан; 4—сопловой клапан; 5—спорно-упорный подшипник; 6—концевые уплотнения; 7—опорный подшипник; 8—масляный насос; 9—ступень подшипника; 10—фундаментная плита.

вать большие весовые количества пара. Например, турбина, работающая сухим насыщенным паром с перепадом давлений от 12 до 4 *ата*, теоретически должна переработать примерно в 4 раза большее количество пара, чем конденсационная турбина такой же мощности, использующая перепад давлений от 12 до 0,06 *ата*. Отсюда ясно, что удельный расход пара сильно увеличивается с повышением противодавления. К тому же и к. п. д. у турбин с противодавлением обычно ниже, чем у конденсационных турбин, что связано главным образом с небольшими высотами сопел и лопаток и значительными утечками пара через концевые уплотнения.

Одноступенчатые турбины с противодавлением выполняют всегда по активному типу; многоступенчатые же турбины всегда имеют первую регулируемую ступень активную (одновенечную или двухвенечную), что необходимо для применения соплового регулирования, а последующие ступени могут быть выполнены как активными, так и реактивными, аналогично тому, как это принято на том или ином заводе делать у конденсационных турбин.

Примером небольшой современной турбины с противодавлением может служить турбина АР-4-3 (новое обозначение Р-4-35/3) мощностью 4000 *квт*, изготавливаемая Калужским турбинным заводом (рис. 6-5). Эта турбина рассчитана на 3000 *об/мин*, начальные параметры пара 35 *ата*, 435°С и противодавление 3 *ата*.

Проточная часть турбины состоит из двухвенечного диска Кертиса и девяти одновенечных активных ступеней. Корпус турбины простой цилиндрической формы с двумя выхлопными патрубками небольшого диаметра (250 мм) по бокам. С переднего конца турбина опирается на упругую опору из листовой стали, допускающую свободное расширение корпуса при нагревании.

Турбина имеет гидродинамическую систему регулирования и соединена с валом генератора гибкой муфтой.

Схема регулирования приведена на рис. 6-6. Главный масляный центробежный насос 1, рабочее колесо которого отковано заодно с валом, подает масло к трансформатору давления 2. Золотник трансформатора давления при изменениях напора масла перемещается относительно своей бусы и изменяет проходное сечение слива из импульсной линии, присоединенной к напорной линии насоса через дроссельную шайбу 3. К импульсной линии присоединен отсечной золотник 4, управляющий впуском и выпуском масла из полостей сервомотора 5.

Изменение давления масла в импульсной линии вызывает перемещение отсечного золотника, что влечет за собой соответствующее перемещение сервомотора 5, связанного с паровпускными клапанами, и изменение в поступлении пара в турбину.

Регулятор давления 6, в нижнюю полость которого подведен пар из выхлопного патрубка турбины, действует так же, как трансформатор давления, изменяя слив из импульсной линии 7 при изменениях давления отработавшего пара.

Все механизмы системы регулирования размещены на крышке переднего подшипника.

Устройство парораспределительного механизма было показано на рис. 3-90. Клапаны подвешены к траверсе, перемещаемой в вертикальной плоскости штоками, соединенными с сервомотором. Этот тип парораспределительного механизма принят на всех турбинах Калужского турбинного завода, но число клапанов зависит от мощности турбины и составляет от 4 до 10.

Расход пара турбины АР-4-3 при номинальной нагрузке составляет 35,3 *т/ч*. Удельный расход пара — 8,9 *кг/квт·ч*. Вес турбины 15,2 *т*.

Кроме этой турбины, Калужский турбинный завод изготавливает большую номенклатуру турбин с противодавлением мощностью от 1500 *квт* (Р-1,5-35/15) до 12000 *квт* (Р-12-90/31, Р-12-90/18, Р-12-90/13 и др.).

В конструкции основных узлов этих турбин много общего.

Одна из новейших турбин с противодавлением Калужского турбинного завода — турбина Р-12-90/7 мощностью 12000 *квт*, рассчитанная на начальное давление пара 90 *ата* при 535°С и противодавление 7 *ата*, показана на рис. 6-7.

Корпус турбины представляет собой стальную отливку с горизонтальным разъемом, опирающуюся специальными лапами на передний и задний подшипники и через гибкие элементы.

Ротор имеет гладкий вал одного диаметра, на который насажены диски, не имеющие разрывных ступиц. Проточная часть турбины состоит из двухвенечной регулирующей ступени и восьми ступеней давления.

Концевые уплотнения представляют собой лабиринты, образованные усиками из листового нейзильбера, зачеканенными на валу против соответствующих выточек в неподвижных обоймах (рис. 3-19).

Между уплотнениями и опорными подшипниками установлены тепловые экраны.

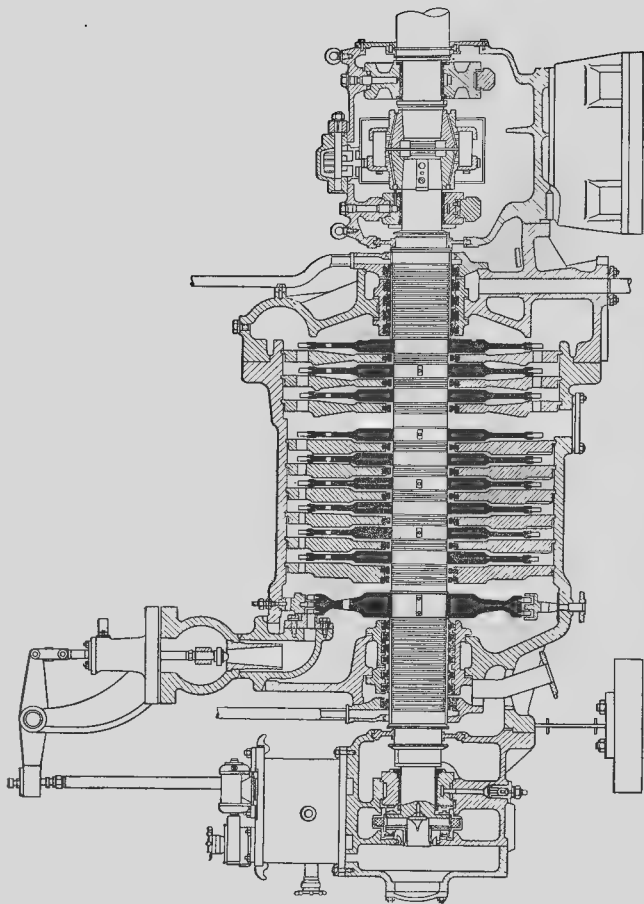


Рис. 6-5 Продольный разрез турбины с противодавлением АР-43 мощностью 4 000 кет Кутужского турбинного завода.

Опорно-упорный подшипник — необычной конструкции, принятый для большинства турбин КТЗ (рис. 6-8).

В качестве упорного гребня использовано колесо 1 центробежного масляного насоса, находящееся на переднем конце вала. При этом передний опорный подшипник 3 и упорный подшипник 4 получают масло высокого давления непосредственно из напорной камеры насоса и являются как бы уплотнением с задней его стороны. Такая компоновка дала возможность уменьшить размеры опорно-упорного узла и обеспечить надежное маслоснабжение.

Для регулирования осевого положения ротора в упорном подшипнике имеются установочные кольца.

Турбина имеет гидродинамическую однонасосную систему регулирования, действующую на парораспределительные клапаны, подвешенные хвостовиками к траверсе, перемещаемой двумя штоками, соединенными с сервомотором системы регулирования, по типу рис. 3-90, но с большим числом клапанов.

Полный расход пара через турбину составляет около 100 т/ч.

Предвключенные турбины имеют характерные особенности, обусловленные высокими начальными и конечными параметрами пара.

На рис. 6-9 приведен разрез предвключенной турбины ХТЗ типа ВР-25-1 мощностью 25 000 квт при 3 000 об/мин, рассчитанной на начальные параметры пара 90 ата, 500°С и противодействие 31 ата. Отработавший пар этой турбины предназначен для питания турбин среднего давления (29 ата); низкая температура отработавшего пара турбины ВР-25-1 (около 360°С) требует, однако, дополнительного (промежуточн о) перегрева этого пара.

Турбина выполнена в одном корпусе и состоит из двухвенечной регулирующей ступени и шести активных ступеней давления. Ротор цельнокованный, из хромоникельмолибденовой стали.

Корпус турбины выполнен двухстенным. Он состоит из внутренней части 1, несущей диафрагмы, отлитой из молибденовой стали, и внешней части 2, отлитой из углеродистой стали. Внутренний корпус может свободно расширяться во внешнем корпусе, сохраняя при

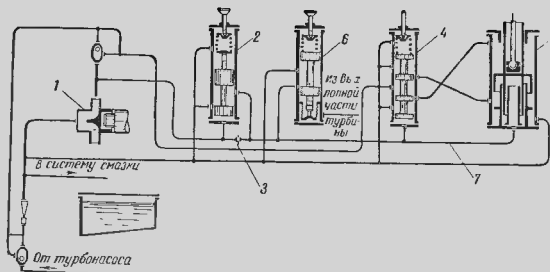


Рис. 6-6. Схема регулирования турбин с противодавлением Калужского турбинного завода.

этом симметричность, и существенно разгружать внешний корпус от тепловых напряжений.

Турбина имеет неподвижную (мертвую) опору 3 со стороны низкого давления и гибкую опору 4 со стороны выпуска пара.

На корпусе турбины установлены две клапанные коробки — одна сверху и одна снизу. Каждая из коробок имеет три клапана соплового регулирования.

Диафрагмы выполнены сварными.

Концевые уплотнения очень развиты в длину и состоят из ряда лабиринтовых сегментов на пружинных опорах и гидравлических затворов, предназначенных для понижения температуры концов вала и предупреждения попадания пара в опорные подшипники.

Передний подшипник 5 опорно-упорный, с упорной частью сегментного типа.

Опорные подшипники самоустанавливающегося типа.

Критическое число оборотов ротора 4 230 об/мин.

Регулирование турбины гидродинамическое. В качестве регулятора скорости использован центробежный масляный насос, сблокированный в одном корпусе с главным масляным насосом. Оба насоса имеют общий ротор 6, соединенный зубчатой муфтой с передним концом вала турбины и вращающийся с тем же числом оборотов. Схема регулирования более подробно рассмотрена на стр. 248—250.

Турбина имеет валоповоротное устройство 7 с приводом от электродвигателя.

Расход пара турбиной при номинальной мощности 380 т/ч.

Существует также вариант этой турбины, рассчитанный на противодействие 18 ата (турбина ХТЗ типа ВР-25-2), отличающийся от

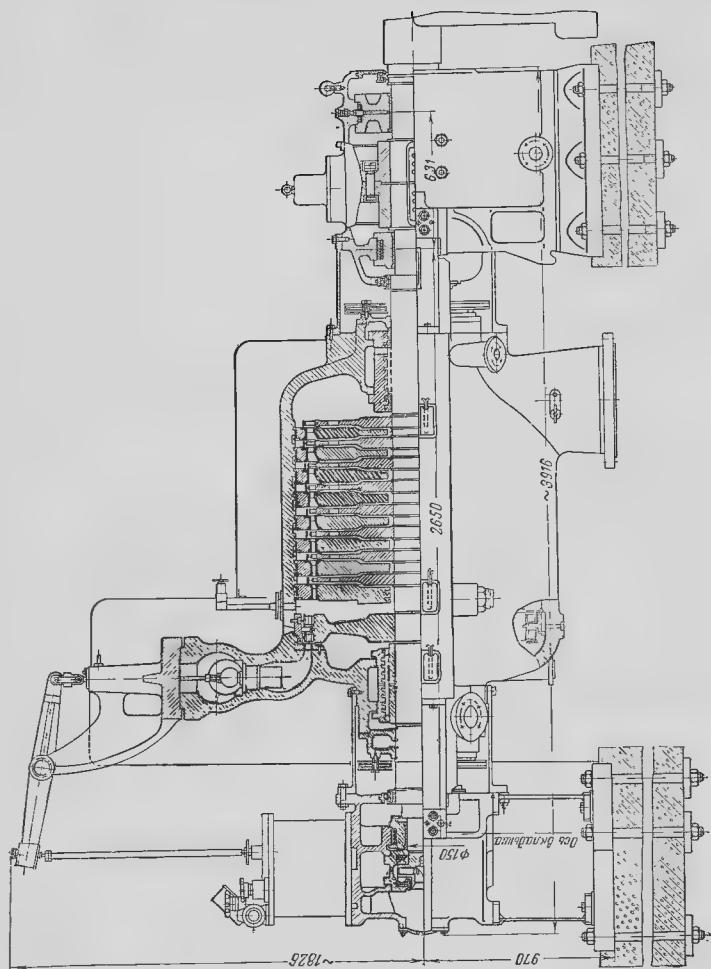


Рис. 6-7 Продольный разрез турбины с противодавлением Р-12 90/7 Калужского турбинного завода.

турбины ВР-25-1 в основном только числом ступеней давления, которых на две больше.

Расход пара турбин ВР-25-2 составляет 268 т/ч.

Невысокие параметры отработавшего пара этой турбины позволяют использовать его в турбинах старых конструкций при модернизации электростанций.

На рис. 6-10 приведен разрез предвключенной турбины АЭГ мощностью 12 800 кат, 3 000 об/мин, рассчитанной на работу свежим паром с параметрами 105 ата, 450°С и противодавление 14,5 ата. Турбина допускает повышение параметров свежего пара до 120 ата, 475°С и в этом случае при том же противодавлении развивает мощность 14 800 кат.

Вал турбины откован за одно целое с двумя группами дисков. Первая группа состоит из шести дисков меньшего диаметра, вторая — из десяти дисков большего диаметра. Двухвечный диск регулирующей ступени насажен на вал втулкой с натягом.

В отличие от описанной выше турбины ВР 25-1 диафрагмы здесь установлены в корпус турбины без промежуточной обоймы. В соответствии с этим корпус выполнен более массивным: вес его составляет свыше 20 т, толщина фланцев горизонтального разреза 170 мм. Мертвая опора расположена со стороны переднего подшипника, с корпусом которого связан корпус турбины. Задние лапы корпуса турбины опираются на корпус заднего подшипника и могут перемещаться относительно него. Полное температурное расширение для этой турбины достигает 12 мм.

Концевые уплотнения — лабиринтовые из никелевой бронзы. Переднее уплотнение размещено в двух обоймах, между которыми расположена камера отсоса пара в специальный небольшой конденсатор. Опорные подшипники — самоустанавливающиеся, упорный подшипник — сегментного типа с качающимися колодами.

Парораспределение — солловое, с пятью регулирующими клапанами, расположенными в одной шаровой коробе, установленной на корпусе турбины. Регулятор безопасности кольцевого типа воздействует на автоматический стопорный и регулирующие клапаны.

Удельный расход пара турбины при нагрузке 14 800 кат составляет 10,5 кг/кат·ч.

Радиальные турбины. На электростанциях СССР имеется некоторое количество радиальных турбин с противодавлением зарубежных конструкций. Это турбины Юнгстрем с двумя роторами, вращающимися в противоположные стороны, и турбины Сименс с одним ротором.

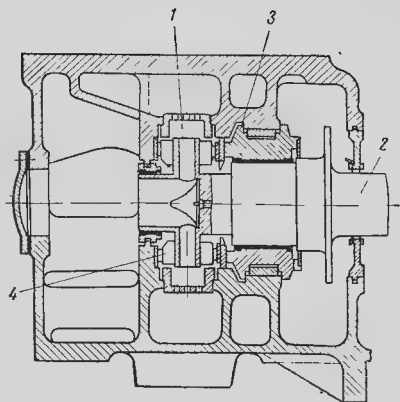


Рис. 6.8 Разрез по опорно упорному подшипнику турбины КТЗ.

В связи с тем, что турбины Юнгстрем подробно рассмотрены в гл. 4, рассмотрим здесь только турбины Сименс.

Мы упоминали раньше о том, что к. п. д. турбин с противодавлением вообще невысок; в основном это связано с неизбежно малыми высотами лопаток и особенно резко сказывается у турбин небольшой мощности и высокого давления. Повышение высоты лопаток возможно только за счет уменьшения диаметра дисков; следовательно, для сохранения благоприятного $\frac{u}{c_1}$ без уменьшения c_1 необходимо

повышение числа оборотов. Отсюда появился тип компактных быстрходных турбин, работающих с редуктором.

Фирма Сименс-Шуккерт пошла по другому пути. Отказавшись от обычного аксиального типа, фирма разработала конструкцию радиальной турбины с односторонним вращением ротора. Эти турбины выполняются однодисковой и многодисковой конструкций. В первом случае свежий пар поступает к центру и движется по направлению к периферии дисков. Во втором случае принято так называемое U-образное направление потока пара (рис. 6-11).

Ротор турбины состоит из двух дисков 1 и 2 (рис. 6-12), снабженных с внутренней стороны кольцевыми рядами лопаток. Первый диск имеет одну активную ступень 4 и дальнейшее реактивное облопачивание; второй диск несет только реактивные лопатки. Свежий пар по-

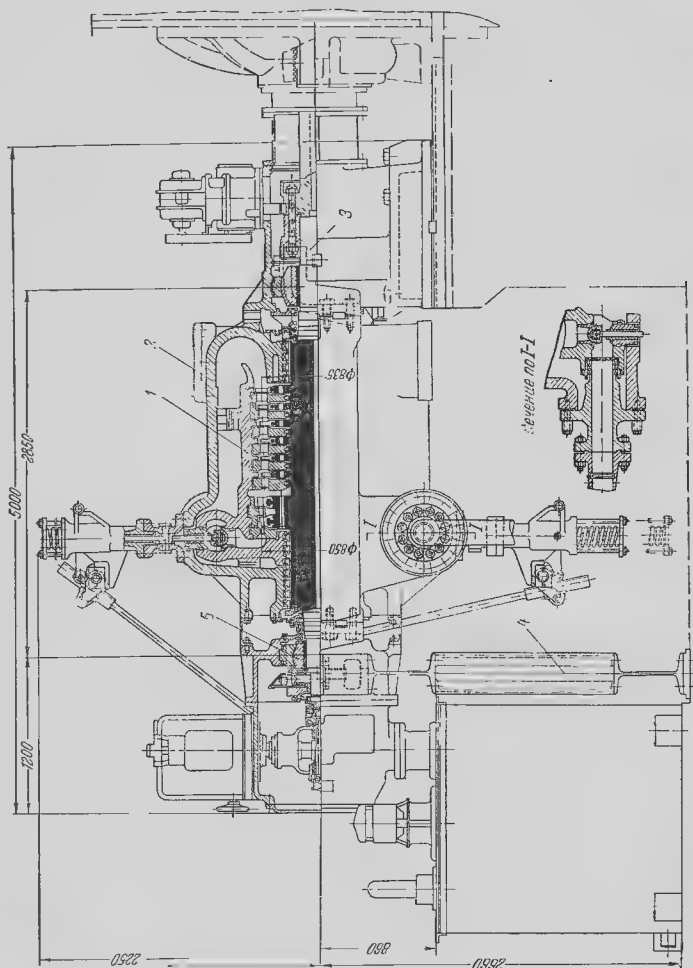


Рис. 6-6. Продольный разрез предвключенной турбины ХТЗ типа БР-25-1 мощностью 25,000 квт, 3 000 об/мин, рассчитанной на начальные параметры пара 90 атм, 500° С и противодавление 31 атм.

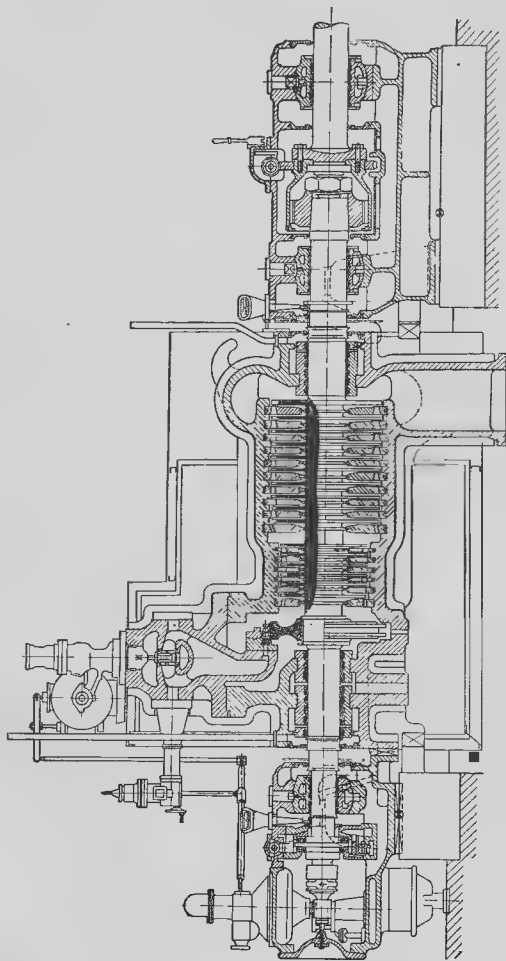


Рис. 6-10. Продольный разрез предвключенной турбины АЭГ мощностью 12 800 кет, 3 000 об/мин, рассчитанной на начальные параметры пара 106 атг, 450°С и противодавление 14,5 атг

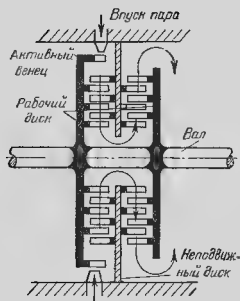


Рис. 6 11. Схема устройства радиальной турбины Siemens с двумя дисками.

ступают к отдельным группам сопел из разделенной перегородками камеры 3, проходит по лопаткам первого диска, меняет около вала свое направление и через лопатки второго диска проникает в полость 5, соединенную с выпускным патрубком. Для выравнивания осевого давления служит уравнивающий диск 6. Уплотнение зазоров между реактивными лопатками и между лабиринтными гребешками уравнивающего диска осуществлено кольцами из листового никеля толщиной 0,2 мм.

Наличие первой активной ступени позволяет применить сопловое регулирование.

Упорный подшипник 8 сегментного типа. Регулирующий механизм — гидродинамический, как в турбине ХТЗ. На передний конец вала насажен диск масляного насоса (импеллер) 10, заменяющий центробежный регулятор скорости. Рядом с этим диском насажено колесо центробежного насоса 9, подающего рабочее масло в систему смазки и регулирования.

Корпус турбины не имеет разъема в горизонтальной плоскости. Поэтому для осмотра лопаточного аппарата необходим демонтаж всей передней части турбины.

Регулирование турбин с противодавлением

Система регулирования турбины с противодавлением, кроме описанных ранее регулятора скорости и регулятора безопасности, включает в себя регулятор давления и предохранительный клапан, подключенные обычно к трубопроводу отработавшего пара. В нормальной работе регулирование турбин с противодавлением осуществляется или посредством центробежного регулятора скорости, или посредством регулятора давления.

Регулирование посредством регулятора скорости осуществ-

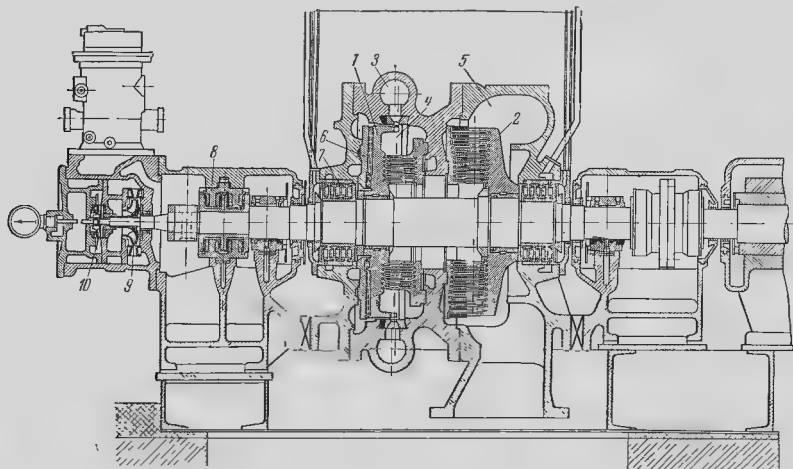


Рис. 6 12. Продольный разрез радиальной турбины с противодавлением системы Siemens мощностью до 15 000 квт, 3 000 об/мин.

яется в тех случаях, когда турбина с противо-
давлением должна одна доставлять всю не-
обходимую предприятию механическую или
электрическую энергию, т. е. работать по элек-
трическому графику. Центробежный регуля-
тор, поддерживая постоянно число оборотов
вала, воздействует на органы парораспреде-
ления (обычно групповые клапаны соплового
парораспределения) таким образом, чтобы
турбина развивала требуемую мощность. При
этом количество отработавшего пара зависит
исключительно от нагрузки турбины: если по-
требность предприятия в паре окажется боль-
ше его поступления от турбины, то необходимо
добавлять пар непосредственно из котла через
редукционный клапан. Если же расход пара
турбиной превышает потребность предприятия,
то часть пара приходится выпускать в атмо-
сферу или в специальные аккумуляторы тепла.

В практике турбины с противодавлением
по электрическому графику работают редко.
Однако регулирование турбин с противодавле-
нием посредством центробежного регулятора
всегда используется при пуске турбины и при-
ходит в действие, если генератор турбины по-
чему-либо окажется работающим не в парал-
лель с другими генераторами электрической
системы.

Регулирование посредством
регулятора давления осуществляется
в тех случаях, когда турбогенератор с проти-
водавлением работает параллельно с конден-
сационными турбогенераторами; при этом чис-
ло оборотов всех параллельно работающих
турбин автоматически поддерживается на
определенном уровне взаимодействием между
включенными на одну сеть генераторами. Ука-
занное явление всегда имеет место при парал-
лельной (синхронной) работе генераторов
переменного тока; его объяснение приведено
в гл. 7 этой книги (стр. 303).

В этом случае мощность, развиваемая тур-
биной с противодавлением, определяется не
потреблением механической энергии, а только
потреблением отработавшего пара; турбина
работает по тепловому графику; покрытие ко-
лебаний электрической нагрузки берут на себя
конденсационные турбины.

Органы парораспределения турбины с про-
тиводавлением управляются таким образом,
чтобы давление в трубопроводе отработавше-
го пара поддерживалось в определенных гра-
ницах колебаний. Для этого и нужен регуля-
тор давления. При работе турбины с противо-
давлением по тепловому графику в случае
увеличения расхода отработавшего пара про-
изводством, сопровождающегося понижением
противодавления, регулятор давления воздей-

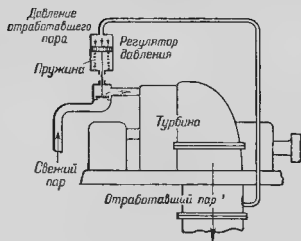


Рис. 6-13. Схема включения регулятора давления для управления турбиной.

ствует на регулирующие клапаны так, что
увеличивается доступ свежего пара в турбину,
а в случае уменьшения расхода и повышения
противодавления так, что уменьшается до-
ступ пара в турбину.

Простейшая схема установки регулятора
давления показана на рис. 6-13.

Регулятор состоит из цилиндра, внутри ко-
торого может перемещаться поршень, связан-
ный с органами парораспределения. Простран-
ство над поршнем соединено с выпускным па-
трубком турбины; давление отработавшего пара
стремится отжать поршень вниз, преодо-
левая сопротивление помещенной под порш-
нем пружины. Таким образом, при понижении
давления отработавшего пара поршень под
действием пружины перемещается вверх до
установления равновесия между давлением
пара сверху и пружины снизу, одновременно
поднимая связанный с ним клапан, т. е. уве-
личивая доступ пара в турбину. При повыше-
нии давления отработавшего пара поршень
подобным же образом перемещается вниз,
прикрывая доступ свежего пара.

Рассмотрим рабочий процесс регулирую-
щего механизма турбины с противодавлением
на очень простом и наглядном примере—схе-
ме регулирования с гидравлическими связями
(рис. 6-14).

В рассмотренное нами выше (стр. 173) ре-
гулирующее устройство конденсационной тур-
бины введен регулятор давления 1 (рис. 6-14),
воздействующий на клапан 2; регулятор 1
имеет гармониковую мембрану (сильфон) 3,
нагруженную снизу пружиной и сверху да-
влением отработавшего пара. В зависимости от
деформации сильфона в ту или иную сторону
меняется положение клапана 2, а вместе с ним
и давление масла на поршень 4 сервомотора
регулирующего клапана 5, так как уменьшает-
ся или увеличивается проходное сечение от-
верстия для стока масла в сливную трубу 6.

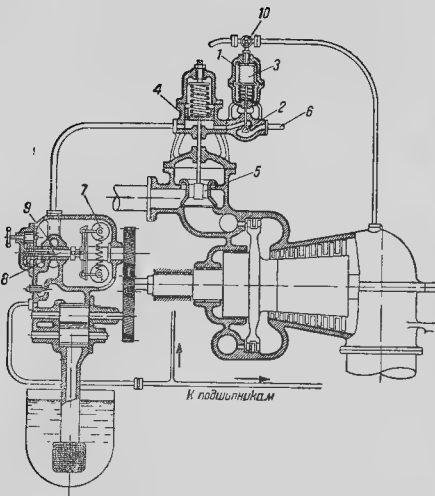


Рис. 6-14. Схема регулирования турбины Броун Бовери с противодавлением.

Таким образом, при понижении давления отработавшего пара или противодавления сиффон сжимается и тянет за собой клапан 2, вследствие чего сечение выходного отверстия для масла уменьшается; давление на поршень 4 немедленно возрастает и, преодолевая сопротивление пружины, перемещает его вверх, одновременно открывая связанный с поршнем паровпускной клапан 5. При повышении давления в выпускном патрубке процесс регулирования протекает в обратном порядке.

В свою очередь под воздействием центробежного регулятора 7 находится муфта 8, открывающая выход маслу через отверстие 9, которое остается закрытым до превышения турбиной нормального числа оборотов; таким образом, при нормальной работе турбина управляется только регулятором давления, что в случае резкого падения нагрузки и последующего повышения числа оборотов центробежный регулятор вступает в действие и, открывая выход для масла, предотвращает разнос машины. Посредством трехходового крана 10 можно сообщить пространство над мембраной с атмосферой и тем выключить из действия регулятор давления.

Конструкция регулятора давления показана на рис. 6-15. Тарелка 1 находится сверху

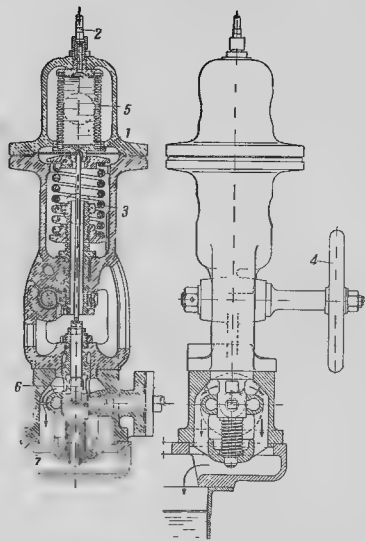


Рис. 6-15. Регулятор давления системы Броун Бовери 1 - тарелка сиффона; 2 — подвод отработавшего пара; 3 - пружина; 4 — маховичок для регулирования давления отработавшего пара; 5 - сиффон; 6 — золотник; 7 — пружина

под воздействием давления отработавшего пара, подводимого по трубе 2, а снизу — давление пружины 3, которое может быть отрегулировано от руки вращением маховичка 4. Давление отработавшего пара передается тарелке через слой конденсата, заполняющего сиффон 5 и предохраняющего его от действия высоких и переменных температур. Перемещение тарелки вверх или вниз при изменениях давления отработавшего пара вызывает передвижение в ту же сторону золотника 6, на который давит снизу пружина 7. Назначение золотника 6 такое же, как клапана 2 в приведенной на рис. 6-11 схеме.

На рис. 6-16* приведена схема гидродинамического регулирования перед включенных турбин ВР-25-1 и ВР-25-2, разработанного ХТЗ на основе технической идеи, предложенной Всесоюзным теплотехническим институтом (ВТИ) им. Дзержинского.

Как обычно для турбин с противодавлением, система регулирования имеет два регуля-

* См. вклейку в конце книги.

тора: регулятор скорости и регулятор давления, первый из которых управляет турбиной на холостом ходу, а второй — после включения турбогенератора на параллельную работу с сетью, когда число оборотов его определяется частотой сети.

Регулятором скорости служит центробежный масляный насос 1, заблокированный в одном корпусе с главным масляным насосом 2 и приводимый во вращение валом турбины посредством зубчатой муфты.

Главный масляный насос обеспечивает подачу масла на смазку подшипников турбины, а также для работы сервомоторов, управляющих паровыми клапанами. При 3 000 об/мин он имеет производительность 104 т/ч при напоре 11,5 кг/см². Давление в системе смазки поддерживается не выше 1,75 кг/см² перед маслоохладителем посредством редукционного клапана 3 и предохранительного клапана 4.

В связи с тем, что центробежные насосы могут «сорвать» в случае подсоса воздуха во всасывающую линию, а турбина в таком случае осталась бы без управления и смазки, во всасывающем патрубке блока насосов установлен инжектор 5, работающий маслом, отведенным от насоса 1, и создающий постоянный подпор 0,5 кг/см² перед насосами.

Насос 1 (импульсный насос) создает при 3 000 об/мин напор 11 кг/см² и подает масло к трансформатору давления 6 и к инжектору; большая часть масла идет к инжектору.

Изменение числа оборотов турбины при заданной степени неравномерности 5% составляет только 150 об/мин. Этому соответствует изменение напора импульсного насоса только на 1,1 кг/см² (от 10,2 до 11,3 кг/см²). Такое изменение напора недостаточно для перестановки золотника главного сервомотора. Поэтому в систему регулирования введен трансформатор давления масла 6, действующий следующим образом: при изменении давления импульсного масла, подведенного к трансформатору, меняется положение золотника, нагруженного сверху пружиной, а снизу давлением масла; при этом изменяется открытие окон в буксе, к которой через дроссельную диафрагму 7 подведено масло от главного масляного насоса. Степень открытия окон определяет величину слива масла в бак, а следовательно, давление в линии между диафрагмой 7 и окнами в буксе. В зависимости от открытия окон давление изменяется от 1,65 до 9,35 кг/см², т. е. регулировочные импульсы насоса 1 усиливаются примерно в 7 раз.

Интересной особенностью золотника трансформатора давления является то, что для повышения чувствительности он выполнен вра-

щающимся, что достигается использованием реактивной силы потока масла, вытекающего из золотника по косым каналам. К этой же линии (справа на схеме рис. 6-16) присоединен пружинный сервомотор 8, который при изменении давления в линии перемещает посредством рычага золотник 9. В свою очередь этот золотник управляет подводом масла в главный сервомотор 10, переставляющий регулирующие паровпускные клапаны 11 и 12 турбины.

При увеличении числа оборотов турбины увеличивается напор импульсного насоса 1, что вызывает перемещение вверх золотника трансформатора давления 6. При этом увеличивается открытие окон в регулировочной буксе, т. е. увеличивается стравливание в бак масла, подведенного к буксе. Давление в линии между трансформатором давления и диафрагмой понижается, в результате чего опускается поршень сервомотора 8. При этом он переставляет золотник 9 так, что сторона закрытия главного сервомотора сообщается с напорной камерой силового масла, а сторона открытия — со сливом. Соответственно главный сервомотор прикрывает регулирующие клапаны турбины. Одновременно он перемещает рычаг обратной связи 20, возвращая золотник 9 в среднее положение при новом состоянии равновесия между нагрузкой и расходом пара через турбину.

Вышеизложенное относится к случаю работы турбины с выключенным регулятором давления 13, т. е. до включения турбогенератора на параллельную работу с сетью.

Рассмотрим теперь работу регулирования под управлением регулятора давления.

Чувствительным элементом регулятора давления является гармониковая мембрана (сильфон), уравниваемая пружиной. При изменении давления отработавшего пара сильфон соответственно сжимается или растягивается, изменяя при этом положение своего штока, который через систему тяг и рычагов переставляет золотник 14, управляющий сервомотором 15. Шток этого сервомотора посредством тяги и рычага связан с буксой трансформатора давления 6 и, перемещая ее, вызывает изменение открытия регулирующих клапанов турбины, вводя в действие сервомоторы 8 и 10.

Схема регулирования турбин ВР-25-1 и ВР 25-2 предусматривает также защиту турбины от чрезмерного повышения числа оборотов (регулятор безопасности 16), от аксиального сдвига ротора больше 0,5 мм (реле осевого сдвига 17) и от падения давления масла в системе (масляный выключатель 18 и паромасляное реле 19).

ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Условия применения и типы турбин с отбором пара

Турбиной с промежуточным отбором (или отъемом) пара называется турбина, устройство которой позволяет отводить некоторое количество пара из промежуточной ступени турбины для использования его теплоты в отопительных или производственных аппаратах. Отбор пара можно производить из одной или нескольких ступеней; очевидно, что в последнем случае отводимый пар будет иметь разные давления, соответствующие его состояниям в ступенях, из которых производится отбор.

Простейшим типом турбины с отбором пара, вообще говоря, является конденсационная турбина с одним или несколькими местами отбора пара для целей подогрева питательной воды, т. е. для осуществления регенеративного цикла (стр. 224). Давление отбираемого пара при этом не регулируется и зависит от нагрузки турбины, изменяясь вместе с ней. Количество отбираемого пара обычно невелико (10–25% от общего расхода пара турбиной).

Число мест отбора обычно не превышает пяти, а часто равно двум или трем. Схемы установок таких турбин мы приводили выше (рис. 5-47 и 5-51). В настоящее время конструкции всех современных турбин предусматривают возможность отбора пара для подогрева питательной воды.

Следующий тип, имеющий преобладающее распространение в теплофикационных установках, это конденсационная турбина с отбором пара из одной ступени, давление в которой автоматически поддерживается примерно постоянным независимо от расхода пара и нагрузки турбины.

Турбина с отбором пара¹ допускает изменения в расходе отбираемого пара от нуля до почти всего количества, поступающего в часть высокого давления. При отсутствии отбора пара турбина работает как чисто конденсационная. При максимальном отборе она работает по существу как турбина с противодавлением, так как почти весь поступающий в турбину пар отбирается перед частью низкого давления; только незначительная часть его должна протекать в конденсатор для отвода теплоты трения последних дисков или, как принято выражаться, для вентиляции части низкого давления. В пределах между этими крайними случаями из машины может быть отобрано любое количество пара. Турбина может быть построена также и на любое давление отбираемого пара. Таким образом, она является весьма гибким механизмом, и большие эксплуатационные достоинства обусловили ей широкое распространение. Первая турбина с отбором

¹ В дальнейшем изложении «турбинами с отбором пара» мы будем называть только турбины с автоматическим регулированием давления отбираемого пара

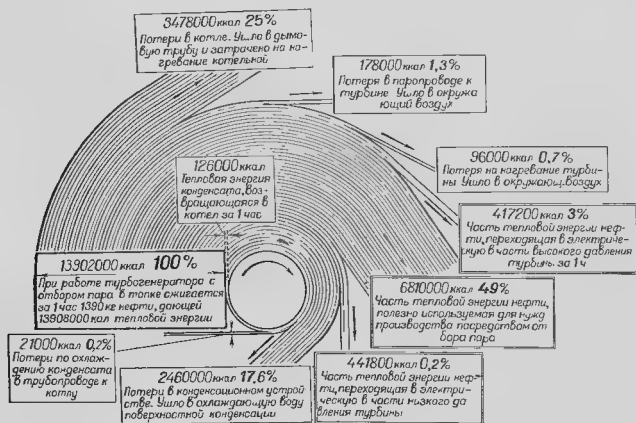


Рис. 6-17. Тепловой баланс турбогенератора с регулируемым отбором пара мощностью 1000 квт.

пара была выполнена в 1907 г., и к настоящему времени эти машины достигли в этой области совершенства.

На рис. 6-17 изображен тепловой баланс небольшого турбогенератора с отбором пара при давлении 3 *ата*; из сравнения этой фигуры с рис. 6-1 и 6-2 нетрудно усмотреть, что турбина с отбором пара представляет собой комбинацию турбин чисто конденсационной и с противодавлением. На рис. 6-17 взят случай, когда расход отбираемого пара составляет некоторую среднюю величину между наибольшим и наименьшим значениями; при других количествах отбираемого пара тепловой баланс будет изменяться и в предельных случаях примет вид, аналогичный рис. 6-1 или рис. 6-2.

Для тех предприятий, которым требуется пар двух различных давлений (например, 8 и 2 *ата*), разработаны конструкции конденсационных турбин с двумя отборами пара из двух различных ступеней турбины; как и в предыдущем случае, давления отбираемого пара регулируются автоматически.

Для той же цели, что и турбины с двумя отборами пара, могут служить турбины с отбором и противодавлением; здесь пар одного давления отводится из определенной ступени турбины, а пар другого давления получается непосредственно из выпускного патрубка турбины. Очевидно, что применение таких турбин возможно лишь в том случае, если весь проходящий через турбину пар может быть использован в производстве, а колебания силовой нагрузки покрываются параллельно работающими конденсационными турбинами.

В дальнейшем изложении мы уделим наи-

большее внимание конденсационным турбинам с одним отбором пара как основному типу теплофикационной турбины.

Устройство турбин с одним отбором пара

Устройство однокорпусной турбины с отбором пара схематически показано на рис. 6-18; как видно из этого чертежа, турбина имеет две отдельные части — высокого и низкого давления. Свежий пар поступает через главный клапан и расширяется до искомого давления, нужного потребителю, совершая работу в ступенях высокого давления турбины; затем некоторое количество пара отводится для нагревательных целей через специальный патрубок, а остаток через перепускной клапан поступает в ступени низкого давления, где расширяется до давления в конденсаторе, совершая механическую работу. При закрытом перепускном клапане машина работает как турбина с противодавлением, при полностью открытом перепускном клапане и закрытом трубопроводе отбора — как чисто конденсационная турбина. Таким образом, при малых отборах механическая работа совершается частями высокого и низкого давления турбины, а при максимальном отборе механическая работа может быть совершена одной только частью высокого давления. Отсюда понятно, почему в тепловом балансе на рис. 6-17 указаны два отдельных расхода тепла на получение электрической энергии; очевидно также, что с изменением количества отбираемого пара будут изменяться оба эти расхода, но сумма их должна остаться неизменной, чтобы не происходило изменений электрической нагрузки турбины.

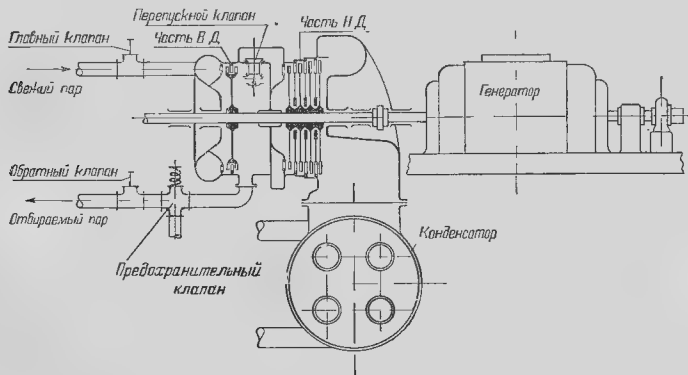


Рис. 6-18. Схема устройства турбины с регулируемым отбором пара..

На случай недостатка пара для нагревательных целей (при малых нагрузках турбины) в установке может быть предусмотрен паропровод с редукционным клапаном для выпуска редукцированного свежего пара в магистраль низкого давления непосредственно из котельной. Попадание этого пара в турбину должно быть предотвращено установкой обратного клапана на трубопроводе отбора (кроме запорного клапана).

Турбина с отбором пара должна удовлетворять требованию достаточной экономичности работы при любых количествах отбираемого пара. Наиболее постоянным к. п. д. при колеблющемся режиме работы обладает, вообще говоря, двухвентный активный диск; он же может переработать сравнительно большой перепад давлений; поэтому иногда применяется тип турбины с отбором пара, часть высокого давления которой состоит из одного только двухвентного диска, а часть низкого давления — из нескольких их и реактивных ступеней.

В зависимости от выбранных давлений свежего и отбираемого пара и глубины вакуума в конденсаторе части высокого и низкого давления турбины должны переработать определенные перепады тепла. Если эти перепады значительны, то примененные одно только двухвентного диска в части высокого давления оказываются нерациональными и к нему добавляют известное число активных или реактивных ступеней.

В СССР турбины с отбором пара строят: ЛМЗ, Невский завод имени Ленина, Брянский завод, Турбомоторный завод на Урале и Калужский завод. Несколько лет назад такие турбины строил также ленинградский Кировский завод.

Турбина АП-0,75 мощностью 750 кВт с регулируемым отбором пара, изготавливаемая Калужским турбинным заводом, показана на рис. 6-19.

Эта турбина рассчитана на начальные параметры пара 35 ата, 435°С, регулируемый отбор пара при 5 ата в количестве до 7 т/ч и два нерегулируемых отбора для целей регенерации.

Турбина делает 8000 об/мин и соединена с генератором через редуктор, понижающий число оборотов до 3000 об/мин. Редуктор представляет собой зубчатую пару с шевронным зацеплением, заключенную в чугунный корпус и работающую в обильной смазке.

Часть высокого давления турбины состоит из двухвентного диска Кертиса и трех активных ступеней, а часть низкого давления — из четырех активных ступеней. Регулирование

отбора производится поворотной диафрагмой, меняющей пропуск пара в часть низкого давления при изменениях нагрузки.

Ротор турбины и шестерня редуктора, а также колесо редуктора и ротор генератора соединены посредством гибких муфт.

Турбина АП-0,75 имеет гидродинамическое регулирование.

Полный расход пара с промышленным отбором составляет 9,8 т/ч, удельный расход пара 13,1 кг/квт·ч.

Полный расход пара без промышленного отбора составляет 4,9 т/ч, удельный расход 6,55 кг/квт·ч.

Вес турбины с редуктором 13,5 т.

Турбина АП-1,5 мощностью 1500 кВт Калужского турбинного завода по конструкции аналогична турбине АП-0,75 и отличается от нее только размерами проточной части. Она рассчитана на те же начальные параметры пара 35 ата, 435°С и отбор при давлении 5 ата, но величина регулируемого отбора составляет до 12 т/ч. Полный расход пара с промышленным отбором — 17,5 т/ч, удельный расход 11,6 кг/квт·ч. Полный расход пара без промышленного отбора — 8,0 т/ч, удельный расход 5,3 кг/квт·ч.

Число оборотов турбины 8000 об/мин и генератора 3000 об/мин. Вес турбины с редуктором 14 т.

Паровые турбины Невского завода им. Ленина

В довоенной производственной программе Невского завода имелись турбины, указанные в табл. 6-1.

Таблица 6-1

Тип турбины	Максимально допустимая мощность, кВт	Число оборотов в минуту	Начальные параметры пара		Плавные отборы пара, т/ч	Расход отбираемого пара, т/ч	Расход пара турбины при максимальной нагрузке отбором, т/ч
			Давление, ата	Температура, °С			
АП-2,5-1	2500	5000*	20	350	5±1	20	31
АП-4-1 . . .	4000	5000*	29	400	5±1	25	39
АП-4	4000	3000	35	435	5±1	25	36,4
АП-6-1 . . .	6000	3000	29	400	5±1	35	55
АП-6	6000	3000	35	435	5±1	40	—

* Привод генератора от турбины — через редуктор с передаточным числом 6000/1000 об/мин.

Турбины АП-2,5-1 раньше строились Кировским заводом под маркой СР-20 (рис. 6-20). Это — однокорпусные турбины бесподвального типа мощностью 2500 кВт при 5000 об/мин, рассчитанные на давление свежего пара 20 ата и температуру 350°С. Максимальное количество отбираемого пара 20 т/ч при давлении 5 ата. Генератор, соеди-

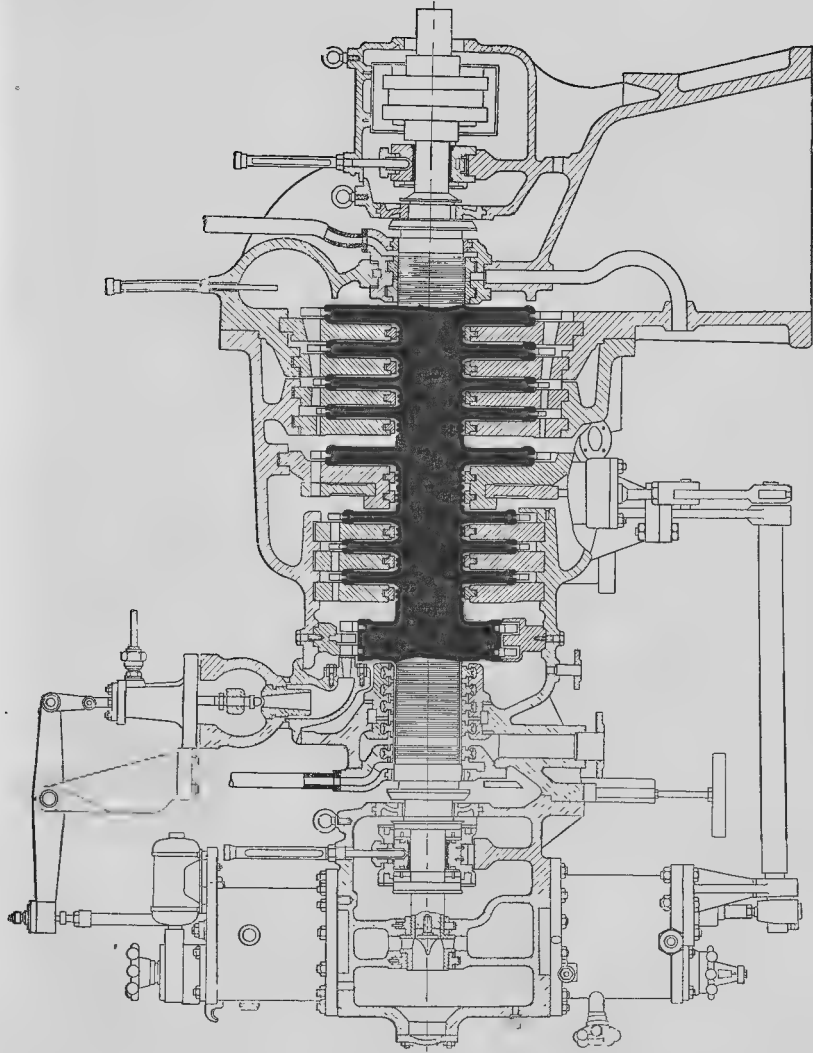


Рис. 6-19. Продольный разрез турбины с отбором пара АП-0,75 мощностью 75 квт Калужского турбинного завода.

ненный с турбиной через редуктор, работает при 1 000 об/мин.

Как видно из чертежа, турбина — активно-го типа. Часть высокого давления (до отбора) имеет двухвенечную регулируемую ступень (диск Кертиса) и две активные ступени; часть низкого давления состоит из двухвенечной регулирующей ступени, выполненной в виде двухдисковой конструкции и трех обычных ступеней давления.

Корпус состоит из трех частей: часть высокого давления — стальная, а две остальные — чугунные. Корпус опирается своими лапами на выступы подшипника. Между лапами и этими выступами имеются две горизонтальные поперечные шпонки, допускающие расширение корпуса в обе стороны от осевой линии турбины.

Вертикальная шпонка препятствует смещению осевой линии и нарушению центровки.

Характерной деталью конструкции агрегата является гибкая рама, на которой установлен конденсатор. Эта рама воспринимает удлинение корпуса, который расширяется в сторону конденсатора.

Редуктор, связывающий турбину с генератором, состоит из двух пар зубчатых колес с косыми зубьями, наклоненными на ждой паре в разные стороны под углом 30°.

Малые шестерни нарезаны на подом валике из никелевой стали; валик лежит на трех подшипниках. Сквозь этот полый валик проходит вал, присоединенный одним концом к гибкой пружинной муфте, сидящей на конце ротора турбины, а другим концом (с помощью фланца) — к концу полого валика. Таким образом, внутренний вал является упругой связью между турбиной и редуктором.

Большие шестерни редуктора представляют собой чугунные колеса, на которые насажены в горячем виде стальные обода с косозубчатой нарезкой. Вал больших шестерен соединяется с валом генератора жесткой муфтой.

Корпус переднего подшипника турбины опирается на выступы корпуса редуктора.

Благодаря большому числу оборотов уменьшается вес турбины и увеличивается ее к. п. д.

Отбор пара производится по двум патрубкам, расположенным в нижней части корпуса. Регулирование пропусков пара в часть низкого давления производится посредством вращающейся диафрагмы. Схема регулирования будет рассмотрена ниже.

Турбина АП 2,5-1 имеет следующие расходы пара (включая расход энергии на привод насосов):

Нагрузка, <i>квт</i>	2500	2500	2000	2000
Отбор пара, <i>т/ч</i>	20	0	14	0
Расход пара, <i>кг/квт-ч</i>	11,35	5,8	11,2	6,0

Турбина АП-4-1 имеет мощность 4 000 *квт*, 5 000/1 000 об/мин; производство этих турбин также было передано на Невский завод с Кировского завода, который выпускал их под маркой СР-26. Турбина АП-4-1 по своей конструкции аналогична описанной выше турбине АП-2,5 и отличается от нее только размерами некоторых деталей. Механизм скоростного регулирования и регулирования отбора аналогичны таковым турбины АП-2,5. Турбина АП-4-1 имеет следующие расходы пара:

Нагрузка, <i>квт</i>	4 000	4 000	3 200	3 200
Отбор пара, <i>т/ч</i>	25	0	17	0
Расход пара, <i>кг/квт-ч</i>	9,23	5,0	8,63	5,2

Турбина АП-4 мощностью 4 000 *квт*, 3 000 об/мин, на начальные параметры пара 35 *ата*, 435°С в соответствии с ГОСТ 3618-47, спроектирована Невским заводом в конце 1950 г. При максимальном расходе свежего пара 36,4 *т/ч* турбина допускает регулируемый производственный отбор 25 *т/ч* при давлении 5+1 *ата*.

Конструкция турбины (рис. 6-21) в значительной степени унифицирована с конденсационными турбинами АК-4 и АК-6 (рис. 4-13) и с турбиной АП-6, описанной ниже.

Часть высокого давления состоит из двухвенечного диска и пяти одновенечных активных ступеней давления. Часть низкого давления тоже имеет двухвенечный диск и семь ступеней давления. Вал турбины — гибкий с критическим числом оборотов 1 800 об/мин. Ротор турбины соединен с ротором генератора зубчатой муфтой.

Турбина АП-6-1 (рис. 6-22) мощностью 6 000 *квт*, 3 000 об/мин, впервые выпущенная в 1941 г., рассчитана на давление свежего пара 29 *ата*, температуру 400°С и отбор до 35 *т/ч* при 5—6 *ата*. Часть высокого давления турбины (до отбора) состоит из двухвенечного диска и четырех активных ступеней, часть низкого давления из одновенечной активной регулирующей ступени и последующих семи обычных активных ступеней давления. Конденсатор и насосы конденсационного устройства расположены в подвальном помещении.

Концевое уплотнение со стороны низкого давления — гидравлическое, со стороны высокого давления — паровое лабиринтовое, елочного типа. Передний подшипник выполнен как комбинированный опорно-упорный. Диафрагмы последних трех ступеней, работающих в области влажного пара, снабжены уплотнителями влаги и сверлениями для отвода ее в конденсатор (рис. 8-46).

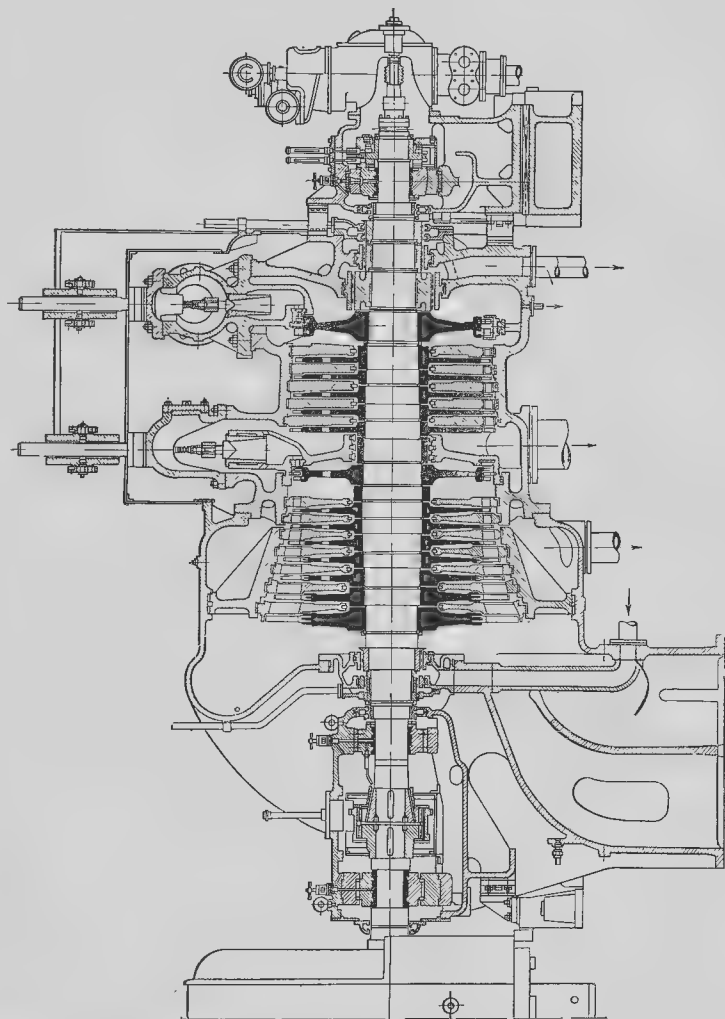


Рис. 6-21. Продольный разрез турбины с отбором, пара АП-4, Невского завода имени Ленина.

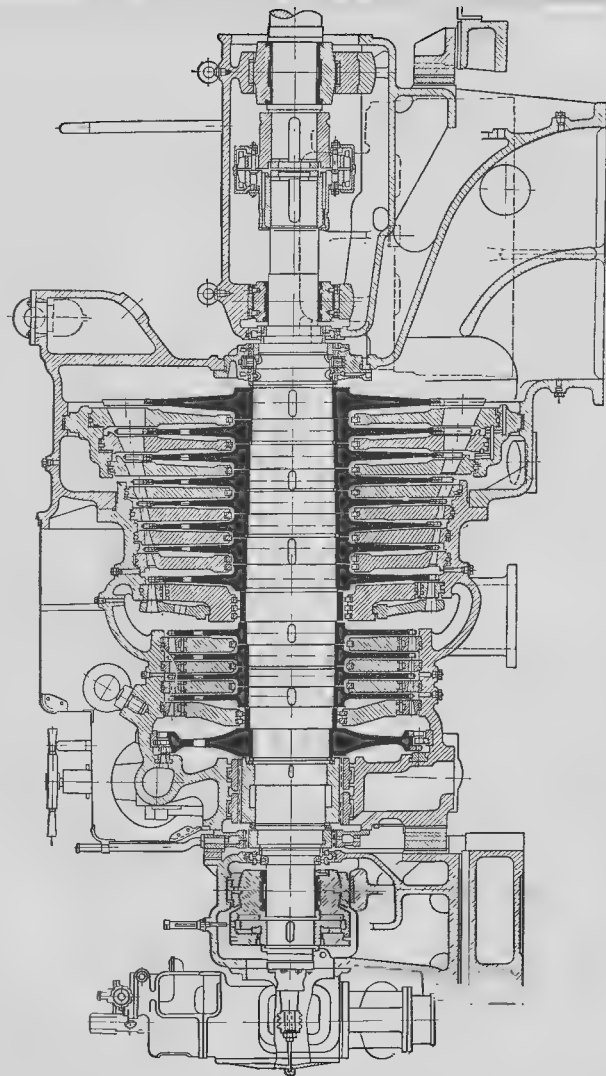


Рис. 6.22. Продольный разрез турбины с отбором пара
АП-6: Невского завода имени Ленина мощностью
6 000 квт, 3 000 об/мин.

Турбина АП-6 мощностью 6 000 *квт*, 3 000 *об/мин* на параметры пара 35 *ата*, 435° С, спроектированная в 1950 г., допускает отбор пара до 40 *т/ч* при 5 ± 1 *ата*. По своей конструкции она аналогична турбине АП-4 (рис. 6-21). Схема регулирования, одинаковая для турбин АП-4 и АП-6, рассмотрена на стр. 266.

Турбина АТ-12-1 мощностью 12 000 *квт* при 3 000 *об/мин* строилась, начиная с 1935 г., под маркой ОКО-120 Кировским заводом (рис. 6-23). Турбина рассчитана на давление свежего пара 29 *ата* и температуру 400° С. Максимальный отбор пара 60 *т/ч* при давлении от 1,2 до 2,5 *ата*.

Турбина АТ-12-1 — однокорпусная, бесподвальная, без редуктора; корпус состоит из трех частей, из которых часть высокого давления — стальная, а средняя часть с камерой отбора и выпускной патрубком — чугуниые.

В части высокого давления турбина имеет три регулирующих клапана, которые приводятся в действие ротативным сервомотором (рис. 6-35).

Пропуск пара в часть низкого давления осуществляется поворотной диафрагмой 19, которая приводится в действие поршневым сервомотором. Ротор турбины состоит из двухвечного диска и 15 активных ступеней, из которых шесть расположено после камеры отбора.

Диафрагмы в части высокого давления частью стальные с наборными фрезерованными соплами, частью литые чугуниые с залитыми направляющими лопатками. Диафрагмы в части низкого давления — чугуниые.

Передний подшипник турбины — комбинированный упорно-опорный. Задний подшипник — опорный.

Лабиринты турбины в части высокого давления — елочного типа, причем передняя часть их служит разгрузочным поршнем. Уплотнение в части низкого давления — водяное.

Турбина имеет следующие расходы пара:

Нагрузка, <i>квт</i>	12 000	9600
Отбор пара, <i>т/ч</i>	60	30
Расход пара, <i>кг/квт·ч</i>	6,5	5,85

Для случая установки турбогенератора в машинном зале, имеющем подвальное помещение, Кировский завод запроектировал также вариант турбины АТ-12 с отдельным конденсатором (подвальным тип).

Начиная с 1941 г., турбины АТ-12 строил также Уральский турбомоторный завод. По конструкции турбины АТ-12 Уральского за-

вода аналогичны турби м АТ-12 Кировского завода.

Мощные турбины с отбором пара типа АТ-25, АП-25, АП-50, ВТ-25 строит ЛМЗ. Он строит также и турбины с двумя регулируемые отборами пара, с отбором и противодавлением и др., о которых будет идти речь далее.

На рис. 6-24 изображена турбина АТ-25-1 (ДКО-185), конструкция которой была разработана в СССР до войны для районных ТЭЦ. Турбина рассчитана на давление свежего пара 29 *ата* и температуру 400° С, развивает мощность 25 000 *квт* и допускает регулируемый отбор до 100 *т* пара в час при давлении 1,2 *ата*, кроме трех нерегулируемых отборов для целей регенерации.

Турбина АТ-25-1 — активная, двухкорпусная; корпус высокого давления состоит из 21 ступени давления, а корпус низкого давления — из пяти ступеней. Отбор пара производится после корпуса высокого давления. Турбина имеет перегрузочное устройство.

В случаях, когда расход свежего пара не превышает 100 *т/ч*, пар поступает к соплам первой ступени корпуса высокого давления; при расходе пара более 100 *т/ч* (до 130 *т/ч*) открывается первый перегрузочный клапан, выпускающий свежий пар непосредственно в четвертую ступень. При пропуске пара свыше 130 *т/ч* открывается второй перегрузочный клапан, подающий пар в седьмую ступень части высокого давления; при наибольшем пропуске пара (170 *т/ч*) первые шесть ступеней турбины почти не несут нагрузку.

Основные конструктивные данные турбины АТ-25-1 те же, что и для турбины АҚ-25-2 (рис. 4-22), почему повторять их мы не будем.

Испытания турбины АТ-25-1 показали, что ее к. п. д. составляет $\eta_{ос} = 79,2—80,5\%$ при мощностях 20—25 тыс. *квт*.

Завод гарантировал расход пара (исключая расход на привод механизмов конденсационной установки) с допуском +5%:

Нагрузка, <i>квт</i> . 10 000 15 000 20 000 25 000 20 000					
Отбор пара, <i>т/ч</i> . 40 40 40 40 100	0				
Расход пара, <i>кг/квт·ч</i> . . . 6,94 5,98 5,47 5,02 6,57	4,76				

Указанные цифры гарантируются при давлении отбора 1,2 *ата*, номинальных параметрах свежего пара, температуре охлаждающей воды 28° С при входе в конденсатор и расходе ее 5 500 *м³/ч*.

Турбина АТ-25-2 отличается от турбины АТ-25-1 в основном тем, что рассчитана на более низкую температуру охлаждающей воды (15°С) и снабжена комбинированным опорно-упорным подшипником в части высо-

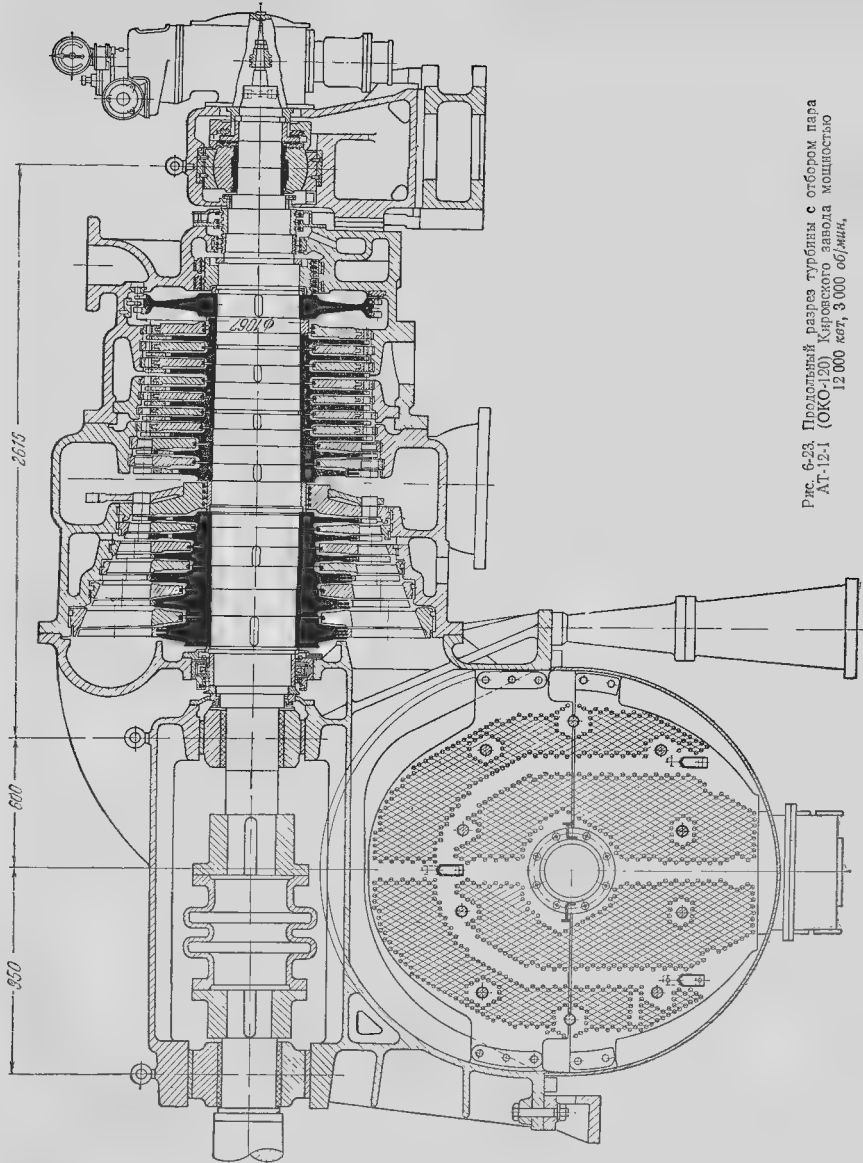


Рис. 6-23. Продольный разрез турбины с отбором пара
АТ-12-1 (ОКО-120) Кировского завода мощностью
12 000 кет, 3 000 об/мин.

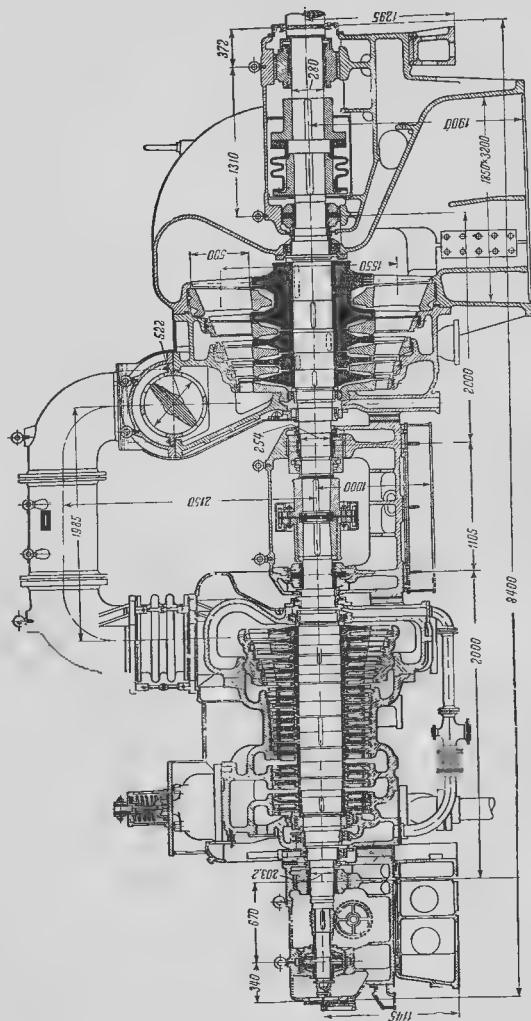


Рис. 6-24. Продольный разрез турбины с отбором пара АТ-25-1 конструкции ЛНЗ мощностью 25 000 кат, 3 000 об/мин.

кого давления. Ряд турбин АТ-25 2 описанной конструкции построен Уральским турбомоторным заводом.

На рис. 6-25 приведен продольный разрез паровой турбины ЛМЗ типа АП-25-1 (ДКО-195); мощность этой турбины тоже 25 000 кет, но рассчитана она на отбор пара при давлении 7 ата. При конструировании этой турбины заводом был учтен большой накопившийся опыт производства и эксплуатации турбин с отбором пара типа АТ-25-1.

Турбина АП-2-1 рассчитана на давление свежего пара 29 ата и температуру 400°С и допускает отбор до 150 т/ч. Минимальный расход пара через корпус низкого давления, при котором возможен отбор при 7 ата, составляет 20 т/ч.

Турбина имеет в части высокого давления регулируемую ступень давления с двумя ступенями скорости, выполненную на двух дисках, и семь обычных ступеней давления, а в части низкого давления — один двухвечный диск и шесть ступеней давления. Уплотнения снабжены лабиринтами елочного типа с увеличенным шагом в осевом направлении, позволяющими ротору турбины иметь в осевом направлении значительные перемещения по отношению к статору.

Концевое уплотнение со стороны высокого давления выполнено на двух втулках; первая из них является разгрузочным поршнем, почти полностью снимающим осевое давление; таким образом, упорный подшипник нагружен незначительно. Это уплотнение снабжено гидравлическим затвором, исключающим возможность попадания пара в подшипник и создающим изоляцию последнего от горячих частей турбины, а также уменьшающим температуру шейки вала.

Напряжения материала лопаток выбраны небольшими; поэтому лопаточный аппарат чрезвычайно массивный. Ротор высокого давления — жесткий, ротор низкого давления — гибкий. Соединительная муфта между роторами турбины — пружинная.

Как в части высокого давления, так и в части низкого давления турбина имеет сопловое парораспределение, что дает возможность экономично работать на неполных нагрузках.

Подвод пара от пускового клапана к турбине производится по четырем трубам. Регулирование части высокого давления осуществляется тремя клапанами, из которых средний, попавший в разрез на рис. 6-25, является разгрузочным, впускающим пар непосредственно в камеру двухвечного диска. Регулирование части низкого давления производится четырьмя регулирующими клапанами,

подающими пар к двухвечному диску. Регулирующие клапаны — односедельные, типа Вентури, с дополнительными разгрузочными клапанами внутри каждого из них. Турбина снабжена расположенным в корпусе переднего подшипника приспособлением для автоматического выключения при осевом сдвиге ротора или падении давления масла; это приспособление было рассмотрено выше (рис. 3-98).

Завод гарантирует следующий расход пара (включая расход на подогрев питательной воды до 150°С, но не учитывая расход на эжекторы):

Нагрузка, кет . . .	10 000	20 000	25 000	25 000	20 000
Отбор пара, т/ч . . .	90	90	150	90	0
Расход пара, кг/кет·ч	12,15	8,36	9,38	7,72	5,32

Эти цифры действительны при номинальных параметрах свежего пара, давлении отбираемого пара 7 ата, температуре охлаждающей воды 25°С при входе в конденсатор и расходе ее 5 000 м³/ч.

Турбина АП-25-2 мощностью 25 000 кет, 3 000 об/мин конструкции ЛМЗ рассчитана на начальные параметры пара 29 ата, 400°С. В отличие от турбины АП-25-1, для замены которой она спроектирована, турбина АП-25-2 выполнена в одном корпусе и по ряду деталей унифицирована с турбинами новых серий АК, ВК и ВТ.

Турбина имеет один регулируемый отбор пара для производственных нужд при давлении 8—13 ата в количестве до 150 т/ч и два нерегулируемых отбора на регенерацию.

Часть высокого давления состоит из одновечной регулирующей ступени и четырех активных ступеней давления. Часть низкого давления, кроме одновечной же регулирующей ступени, имеет девять ступеней давления (рис. 6-26*). Перепуск пара из части высокого давления в часть низкого давления осуществляется поворотной диафрагмой.

Гарантируются следующие расходы пара с допуском 5%:

Нагрузка, кет	Коэффициент полезного действия генератора, %	Отбор пара, т/ч	Удельный расход пара, кг/кет·ч
25 000	98,2	150	10,72
25 000	98,2	100	8,88
20 000	98,1	100	10,08
15 000	98,0	100	11,82
25 000	98,2	0	5,46

¹ См. вклейку в конце книги.

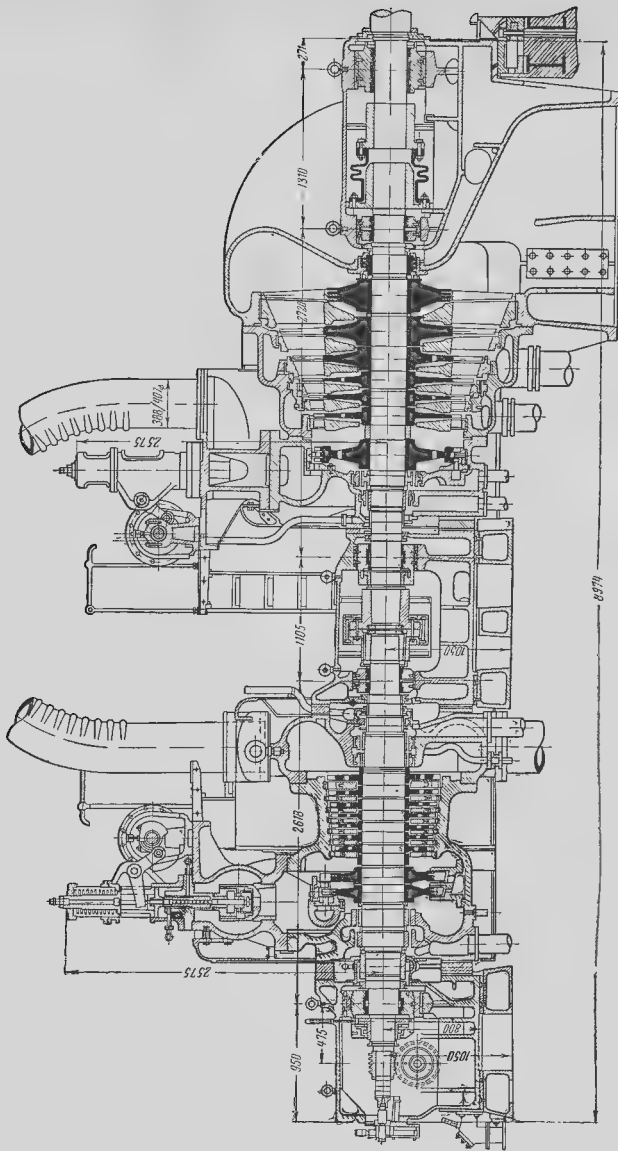


Рис. 6-25 Продольный разрез турбины с отбором пара АП-25-1 (ДКО-195) конструкции ЛМЗ мощностью 25 000 кет, 3 000 об/мин с отбором пара при 7 атм.

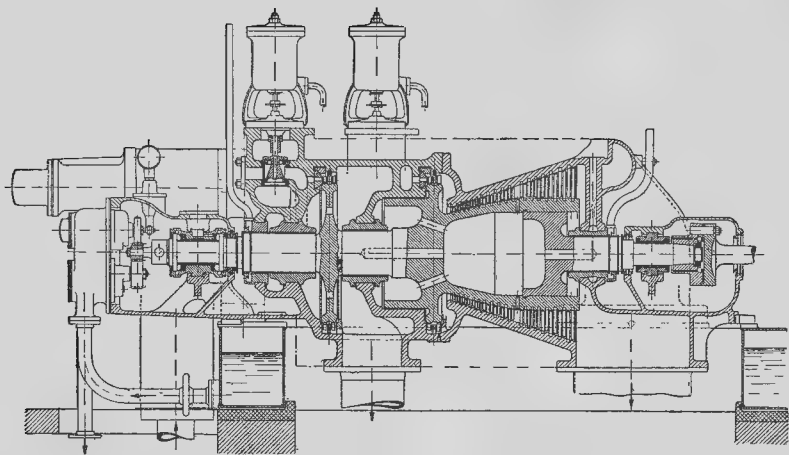


Рис. 6-28. Продольный разрез турбины с отбором пара фирмы Броун Бовери мощностью 1500 кет, 5000 об/мин. Аналогичная конструкция применялась для мощностей до 3000 кет при 3000 об/мин.

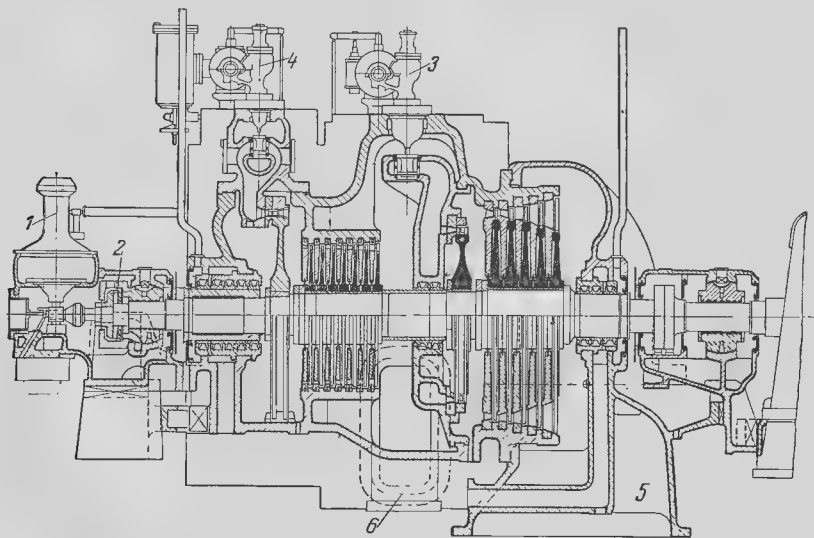


Рис. 6-29. Разрез турбины с отбором пара завода АЭГ мощностью 3000 кет, 3000 об/мин

1—центробежный регулятор, 2—упорный подшипник; 3—перепускные клапаны, 4—клапаны свежего пара; 5—выпускной патрубков; 6—патрубок отбора.

Турбина ВТ-25-4 Ленинградского металлургического завода (рис. 6-27*) рассчитана на начальные параметры 90 ата, 500°С и регулируемый отбор пара до 100 т/ч при 1,2—2,5 ата

Турбина выполнена в одном корпусе и состоит из двухвенечной регулирующей ступени и 15 активных ступеней в части высокого давления и четырех ступеней в части низкого давления. В конструкции этой турбины широко использованы конструктивные элементы и узлы турбины ВК-50-1 (часть высокого давления), а в части низкого давления — турбины АТ-25.

Регулирующий диск и десять последующих дисков откованы заодно с валом. Остальные диски насадные. Регулирование пропуска пара в часть низкого давления осуществляется поворотной диафрагмой.

Гарантируются следующие расходы пара (с допуском в 5% и без расхода на эжекторы):

Нагрузка, кет	Коэффициент полезного действия генератора, %	Количество отбираемого пара, т/ч	Удельный расход пара, кг/кет·ч
25 000	98,2	100	5,42
25 000	98,2	40	4,63
20 000	98,1	40	4,70
15 000	98,0	40	5,06
25 000	98,2	0	4,12

Фирма Броун-Бовери придерживается для турбин с отбором пара в основном тех же конструкций, что и для других своих турбин. Изображенная на рис. 6-28 турбина имеет двухвенечный активный диск в части высоко-

го давления. Часть низкого давления состоит из двухвенечного диска и значительного числа реактивных ступеней. Наличие активных регулирующих ступеней в части высокого давления и в части низкого давления позволяет применять сопловое регулирование.

В турбинах Броун-Бовери большей мощности в части высокого давления двухвенечный диск заменяется одновенечным активным диском с последующим значительным числом реактивных ступеней; аналогичную конструкцию получает и часть низкого давления, выполняемая в отдельном корпусе.

Большое число конструкций турбин с отбором пара имел завод АЭГ, выпускавший активные турбины с весьма разнообразным числом ступеней, располагая их как в одном, так и в двух корпусах. Пример конструкции однокорпусной турбины приведен на рис. 6-29.

Как видно из этого чертежа, основные детали турбины аналогичны по конструкции деталям, применяемым в чисто конденсационных турбинах. Отличие в основном заключается в характерном для турбин с регулируемым отбором пара делении корпуса на две части массивной, хорошо уплотненной вдоль вала перегородкой с развитой камерой отбора перед ней и в наличии двойного, отдельного для каждой части турбины парораспределительного механизма. Заслуживает внимание также то, что у этой машины применена жесткая соединительная муфта, которая оказалась необходимой вследствие того, что весь турбогенератор выполнен на трех подшипниках.

Следует упомянуть о выпущенных фирмой Сименс радиально-аксиальных турбинах с отбором пара. Эти турбины (рис. 6-30) имеют радиальный поток пара в части высокого давления, работающей по рассмотренному выше

* См. вклейку в конце книги.

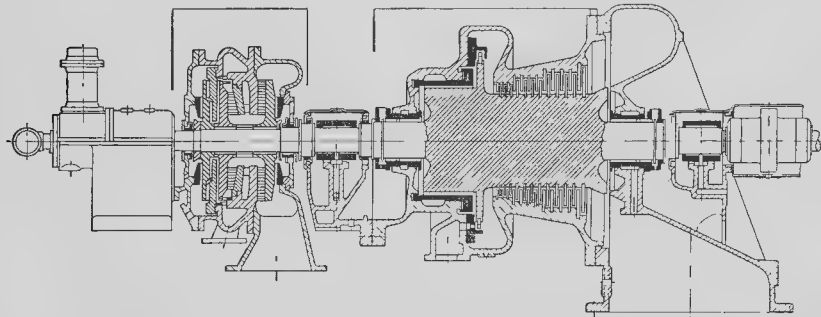


Рис. 6-30. Продольный разрез двухкорпусной аксиально-радиальной турбины с отбором пара системы Сименс.

(стр. 243) принципу. Корпус низкого давления обычной для этой фирмы аксиальной конструкции (рис. 4-62); он состоит из одной активной ступени с дальнешим реактивным облопачиванием. Отбор пара производится из промежуточного паропровода между корпусами.

Для уменьшения нагрузки на упорный подшипник турбина имеет разгрузочный диск в части высокого давления и разгрузочный поршень в части низкого давления. Регулирование выполнено по гидродинамическому принципу.

Регулирование турбин с отбором пара

Регулирующий механизм турбины с отбором пара должен действовать таким образом, чтобы изменение количества отбираемого пара не влияло на развиваемую турбиной мощность, а изменение нагрузки — на количество и давление пара, отдаваемого тепловым потребителям. В соответствии с этим турбина должна иметь два регулятора:

1) центробежный регулятор (регулятор скорости), поддерживающий соответствие между развиваемой мощностью и нагрузкой турбины;

2) регулятор давления, поддерживающий в определенных границах давление отбираемого пара при изменении его расхода.

Конструкции регуляторов для турбин с отбором пара принципиально не отличаются от рассмотренных нами выше центробежных регуляторов (рис. 3-82 и 3-83) и регуляторов давления (рис. 6-15).

Каждый из этих регуляторов управляет парораспределительным механизмом. В простых

системах так называемого несвязанного регулирования центробежный регулятор воздействует на клапаны части высокого давления, а регулятор давления — на органы выпуска пара (клапаны, поворотные диафрагмы и т. п.) в часть низкого давления турбины. При изменении давления отбираемого пара регулятор давления воздействует на парораспределительный механизм части низкого давления (перепускной клапан на схеме рис. 6-18), изменяя количество поступающего в нее пара. При этом, естественно, происходит изменение мощности турбины и, следовательно, числа ее оборотов; центробежный регулятор немедленно вступает в действие и, воздействуя на парораспределительный механизм части высокого давления, устанавливает выпуск соответствующего данной нагрузке количества пара.

Более совершенной является система связанного регулирования турбин с отбором пара. Здесь при изменении давления отбираемого пара регулятор давления одновременно воздействует на оба парораспределительных механизма, переставляя их так, чтобы постоянство давления в сети отбора было восстановлено без изменения развиваемой мощности. Наоборот, при изменении нагрузки турбины на оба парораспределительных механизма воздействует центробежный регулятор, а регулятор давления остается в покое.

Достоинством первой системы является более простая конструкция регулирующего механизма; зато вторая система дает возможность быстрее выравнять колебания режима работы и, следовательно, более пригодна для установок с резкими изменениями нагрузки или количества отбираемого пара. Ниже мы познакомимся с конструкциями регулирующих механизмов турбин рассмотренных выше систем, начиная с более простых конструкций.

Регулирование бесподвальных турбин АП-2,5 и АП-4 Невского завода им. Ленина. Турбины имеют несвязанную систему регулирования. Изменение пропуска пара в часть низкого давления (регулирование отбора) производится посредством вращающейся диафрагмы 1 (рис. 6-31), приводимой в действие поршневым сервомотором 2. Регулятор давления (рис. 6-32) воздействует на сервомотор посредством маслораспределительного золотника 3, направляющего масло в правую или левую полость цилиндра сервомотора.

Диафрагма 1 имеет прорезы, которые могут быть установлены точно против сопел; при поворотах диафрагмы соответствующее коли-

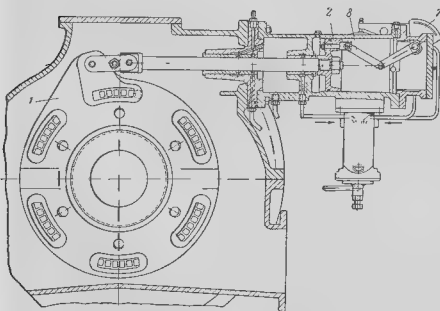


Рис 6-31. Механизм регулирования турбины АП-4 Невского завода имени Ленина

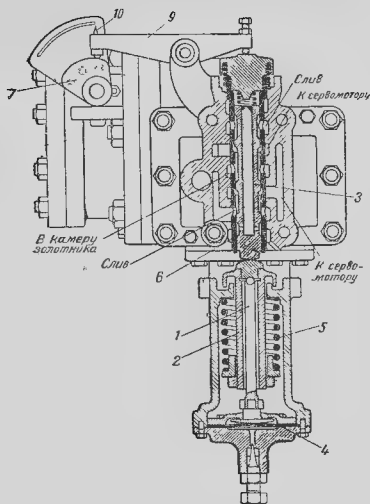


Рис. 6-32. Регулятор давления турбины АП-4 Невского завода имени Ленина

чество сопел закрывается или открывается краями прорезов. Если давление в камере отбора возрастает, то диафрагма открывает часть сопел и увеличивает поступление пара в часть низкого давления; при понижении давления отбора происходит обратный процесс.

Регулятор давления имеет упругую мембрану 4, находящуюся снизу под давлением отбираемого пара, а сверху — под давлением пружины 5.

При повышении давления отбираемого пара мембрана, сжимая пружину, выгибается вверх и поднимает золотник 3, который направляет масло в соответствующую полость сервомотора поворотной диафрагмы.

Перестановка золотника в среднее положение осуществляется посредством буквы (втулки) 6, кулачка 7 и рычага 9. При перемещении поршня 2 поворачивается соединенный с ним посредством рычагов 8 (рис. 6-31) кулачок 7, вследствие чего качающийся рычаг 9, один конец которого опирается на кулачок, а другой на торец буквы 6, опускает буксу или дает ей подняться. Таким образом, при перемещении золотника буква следует за ним до тех пор, пока не закроет маслопускных окон.

Стрелка 10 указывает на шкале, вращающейся вместе с кулачком 7, положение пово-

ротной диафрагмы 1. Схема маслопроводов и регулирующего механизма турбин Невского завода приведена на рис. 6-33

Регулирование турбины АП-6 Невского завода имеет гидравлические (масляные) связи между элементами системы. Схема регулирования приведена на рис. 6-34*. В этой схеме мы видим ряд уже знакомых нам узлов, в частности, колонку регулятора скорости, рассмотренную в гл. 4 (рис. 4-11).

Впуск пара в часть высокого давления турбины осуществляется шестью соловыми клапанами, последовательно открывающимися при подъеме траверсы 1, управляемой масляным поршневым сервомотором 2 в соответствии с импульсами, полученными от регулятора скорости. Штоки клапанов свободно скользят в отверстиях траверсы и имеют разную длину, увеличивающуюся от клапана № 1 к клапану № 6. Поэтому клапан № 1 открывается первым в начале подъема траверсы, а за ним остальные один за другим в порядке номеров.

Перепуск пара из части высокого давления в часть низкого давления осуществляется такой же клапанной коробкой, но с пятью клапанами. Сервомотор 3, управляющий движением траверсы 4, получает импульсы от регулятора давления 5 в зависимости от изменения давления пара в камере отбора.

В схеме имеются, кроме того, органы защиты турбины: реле осевого сдвига 6, паромасляное реле 7 и автоматический обратный клапан отбора пара 8.

Переключатель 9 позволяет выключить регулирование части низкого давления и использовать турбину как чисто конденсационную.

Регулирование турбины АТ-12-1 (ОКО-120) Кировского завода. Основные детали регулирующего механизма этой турбины (регулятор скорости, поворотная диафрагма, регулятор давления) аналогичны рассмотренным выше: однако сама схема регулирования (рис. 6-35) значительно сложнее, так как регулирование турбины АТ-12-1 — связанного типа. Кроме того, она содержит такие дополнительные элементы, как усилители регуляторов скорости и давления, вакуум-реле, автоматический запорный клапан отбора и т. п.

Рассмотрим работу регулирующего механизма при следующих условиях:

1. Изменение нагрузки. При увеличении нагрузки число оборотов турбины уменьшается и положение грузов регулятора скорости 1 приближается к вертикальному,

* См. вклейку в конце книги.

вызывая опускание золотника 2. Масло из распределительной коробки 3 получает доступ по маслопроводу 4 в полость под поршнем усилителя регулятора скорости 5. Поршень усилителя поднимается и, поворачивая рычаги 6, 7 и 8, поднимает золотники 9 и 16 и опускает буксу золотника 2, производя отсечку в подаче масла к усилителю 5. При подъеме золотника 9 масло из распределительной коробки этого золотника по маслопроводу 10 поступает в сервомотор 11 и поворачивает его поршень по часовой стрелке. При этом происходят открытие паровпускных клапанов 12 и увеличение впуска пара в турбину. Вращение поршня сервомотора 11 одновременно вызывает поворачивание кулачной шайбы 13 обратной связи, которая, нажимая на ролик рычага 14, поворачивает его по часовой стрелке и посредством тяги 15 поднимает буксу золотника 9, производя отсечку в подаче масла к сервомотору 11.

При подъеме золотника 16 масло по маслопроводу 17 получает доступ в левую по-

лость сервомотора 18 части низкого давления и передвигает поршень сервомотора слева направо. Поворотная диафрагма 19 поворачивается по часовой стрелке, увеличивая доступ пара в часть низкого давления турбины. Поршень сервомотора 18 системой рычагов и двойной карданной передачей соединен с кулачной шайбой 20 обратной связи (см. также рис. 6-33); движение поршня слева направо вызывает поворачивание шайбы 20 против часовой стрелки; нажимая на ролик рычага 21, шайба поворачивает этот рычаг, чем поднимает буксу золотника 16, производя отсечку в подаче масла к сервомотору 18.

Таким образом, при увеличении нагрузки турбины регулирующий механизм одновременно увеличивает впуск свежего пара в турбину и пропуск пара в часть низкого давления, т. е. вызывает повышение мощности турбины без существенного изменения давления в патрубке отбора. При уменьшении нагрузки процесс регулирования будет протекать аналогичным образом, но вращение и перемеще-

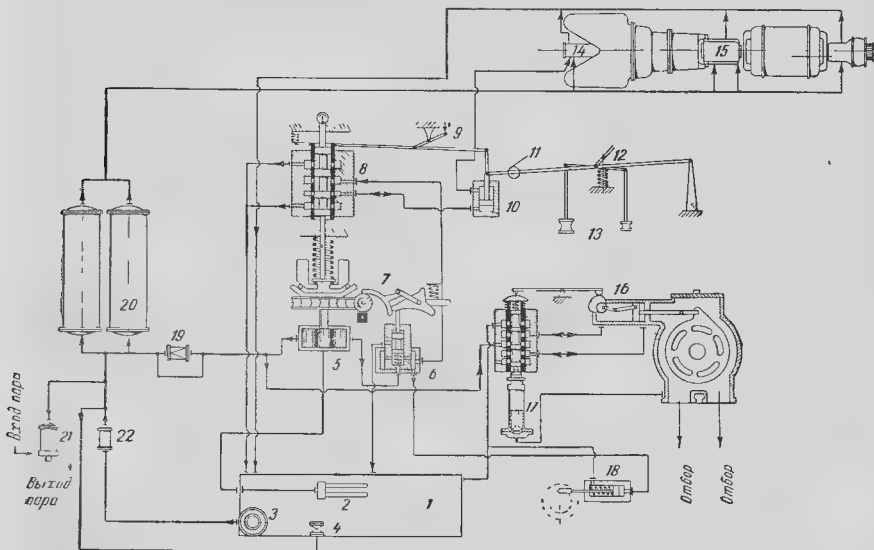


Рис. 6-33. Схема маслоснабжения и регулирующего механизма турбины АП 4 Невского завода.

1—масляный бак; 2—масляный фильтр; 3—использующий турбоснабжение; 4—предохранительный клапан; 5—главный масляный насос; 6—масляный выключатель; 7—предохранительный выключатель; 8—золотник сервомотора; 9—приспособление для изменения числа оборотов; 10—сервомотор; 11—пусковая рукоятка; 12—изменение последовательности открытия клапанов; 13—клапаны; 14—подшипник стороны низкого давления; 15—опорно-упорный подшипник; 16—сервомотор поворотной диафрагмы; 17—регулятор давления; 18—автоматический затвор стоторного клапана; 19—масляный редукционный клапан; 20—маслоотделитель; 21—паромасляный регулятор; 22—обратный клапан.

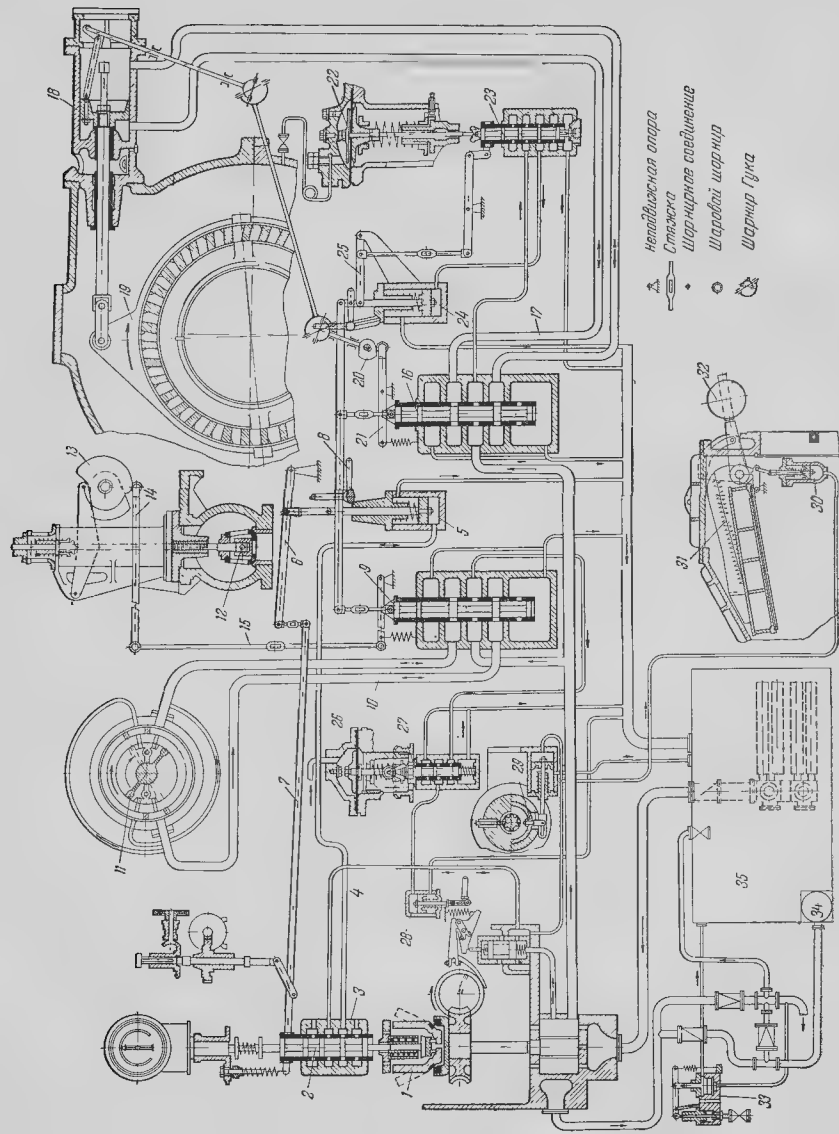


Рис. 6-35. Схема регулирования турбины АТ-12-1 (ОКО-120).

ние деталей механизма будут происходить в обратных направлениях.

2. Изменение отбора пара. При увеличении отбора пара давление в камере отбора понижается. Мембрана регулятора давления 22 выгибается вверх под действием пружины и поднимает золотник 23, открывая слив масла из полости под поршнем усилителя 24 регулятора давления. Поршень усилителя опускается под действием пружины и, поворачивая рычаг 25 против часовой стрелки, поднимает буксу золотника 23, производя отсечку. Одновременно поршень усилителя 24, опускаясь, поворачивает рычаг 8 по часовой стрелке и опускает золотник 16, что вызывает поступление масла в правую полость сервомотора 18 и вращение диафрагмы 19 против часовой стрелки; в результате происходит уменьшение проходного сечения для пара, поступающего в часть низкого давления, и, следовательно, повышение давления в камере отбора. Движение поршня сервомотора 18 справа налево передается системой рычагов и карданной передачей кулачной шайбе 20, которая поворачивается по часовой стрелке, что дает возможность ролику рычага 21 подняться под действием пружины; при этом опускается букса золотника 16, производя отсечку в подаче масла к сервомотору 18.

Опускание поршня усилителя 24 вызывает также подъем золотника 9, в результате чего масло поступает по маслопроводу 10 в сервомотор 11. Вращение поршня сервомотора по часовой стрелке вызывает увеличение открытия паровпускных клапанов 12, т. е. увеличивает поступление свежего пара в турбину; при этом обратная связь (кулачная шайба 13, рычаг 14, тяга 15) поднимает буксу золотника 9, производя отсечку в подаче масла к сервомотору 11.

Очевидно, что при уменьшении отбора пара произойдет повышение давления в камере отбора и регулирующий механизм сработает аналогичным образом, но с движением деталей в обратных направлениях.

3. Повышение давления в конденсаторе (ухудшение вакуума). При аварийном повышении давления в конденсаторе мембрана вакуум-реле 26 прогибается вниз и опускает золотник 27, преодолевая действие пружины. При этом открывается слив масла из полости над поршнем выключающего механизма 28.

Под действием пружины поршень поднимается, что вызывает срабатывание механизма автоматического стопорного клапана 29 и прекращение доступа пара в турбину. Одновременно открывается слив масла из полости

под поршнем выключающего механизма 30 и клапан 31, установленный на линии отбора пара, под действием груза 32 захлопывается, предотвращая возможность обратного поступления пара из магистрали отбора в турбину.

4. Падение давления масла в системе смазки. При аварийном падении давления масла в системе смазки давление пара преодолевает давление масла на поршень паромасляного регулятора 33 (рис. 3-111), в результате чего паромасляный регулятор открывает доступ пара к вспомогательному масляному турбонасосу 34, установленному на масляном баке 35.

Турбины новых выпусков снабжены, кроме того, автоматами, останавливающими машину при осевом сдвиге ротора. Автомат осевого сдвига (на схеме не показан) одновременно воздействует на автоматический стопорный клапан и на обратный клапан отбора.

Расположение и взаимная связь органов регулирования турбины АТ-12-1 (ОКО-120) показаны на рис. 6-36.

Регулирование турбин типа АТ-25-1 (ДКО-185). Турбина АТ-25-1 имеет связанную систему регулирования, что должно обеспечивать устойчивость параллельной работы с другими агрегатами при переменной нагрузке.

Схема регулирования приведена на рис. 6-37.

Пропуск пара в часть высокого давления управляется главным дроссельным клапаном 11 и перегрузочными клапанами 2 и 3; эти клапаны приводятся в действие сервомоторами 9 и 4. Перед корпусом низкого давления установлена поворотная дроссельная заслонка, регулирующая поступление пара в корпус низкого давления; заслонка приводится в действие масляным сервомотором ротативного типа (рис. 6-38). Конструкция регулятора давления показана на рис. 6-39.

Система регулирования работает так: муфта 17 центробежного регулятора 18 связана с нижним концом качающегося рычага 15; на валике рычага 15 заклинен рычаг 16, к которому подвешено коромысло 14 с золотником 28 главного дроссельного клапана и золотником 31 поворотной заслонки. С левой стороны коромысло имеет связь с регулятором давления 20 мембранного типа.

Главный дроссельный клапан связан со своим золотником таким же образом, как в турбине ТН-250, т. е. обратное воздействие осуществлено при помощи подвижной буксы 29.

Вращение заслонки 38 производится при помощи сервомотора 36 с крыльчатым поршнем 37, сидящим на одном валу с заслонкой.

Ввиду дальности расположения сервомотора заслонки от золотника, для обратного воздействия применена масляная связь при помощи синхронизатора 39. Наружная втулка 40 синхронизатора под действием пружины 42 упирается в кулачок 43, сидящий на валу поворотной заслонки. Внутренняя втулка 44 синхронизатора оттягивается пружиной 45 вниз, но в зависимости от количества и давления масла в камере *Д* синхронизатора занимает определенное положение. На чертеже втулки показаны в среднем положении, когда средние окна наружной втулки перекрываются буртом внутренней втулки. Камера *Д* синхронизатора при помощи трубки *Е* связана с камерой *И* под буксой 32 золотниковой коробки. Золотниковая букса 32 с нижней стороны заглушена и оттягивается пружиной 33 вниз. Таким образом, букса 32 находится снизу под тем же давлением масла, что и внутренняя втулка синхронизатора и занимает при равновесных положениях регулирующего устройства вполне определенное положение в зависимости от угла поворота дроссельной заслонки части низкого давления.

Для уяснения действия отдельных частей регулирования рассмотрим работу регулятора скорости и регулятора давления в отдельности.

Предположим, что регулятор давления 20 выключен и что при этих условиях электрическая нагрузка возрастает. В результате понижения числа оборотов и схождения грузов регулятора муфта 17 сдвигается влево и поворачивает рычаг 16 по часовой стрелке. При этом золотники 28 и 31 опускаются из показанного на схеме среднего положения.

При опускании золотника 28 дроссельного клапана масло проходит через открывшиеся окна золотниковой буксы 29 и через трубку *К* под поршень 9 сервомотора и поднимает дроссельный клапан.

Золотниковая букса 29 при этом опускается, нагоняет золотник и, заняв по отношению к нему среднее положение, прекращает подачу

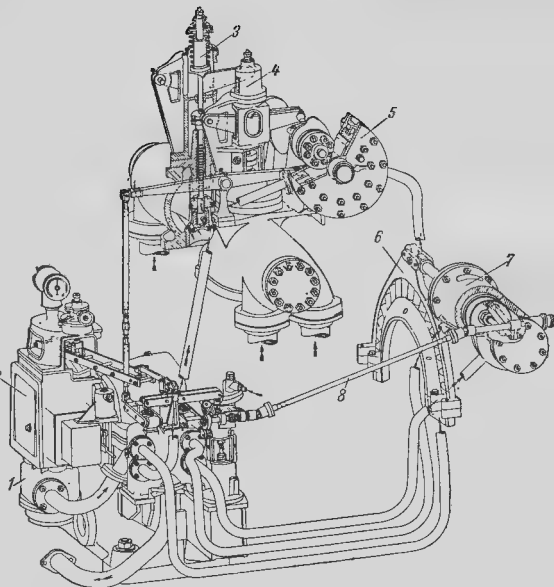


Рис. 6-36. Р

регулирующего механизма турбины АТ-12 (ОКО-120).

1 — главный масляный насос; 2 — корпус регулятора скорости; 3—4 — регулирующие паропускные клапаны; 5 — сервомотор части высокого давления; 6 — поворотная диафрагма; 7 — сервомотор части низкого давления, 8 — карданная передача.

масла к сервомотору и дальнейший подъем дроссельного клапана.

В результате опускания золотника 31 поворотной заслонки масло через открывшиеся окна золотниковой буксы 32 по трубке 47 проходит в камеры *А* и *Б* сервомотора и вызывает вращение по часовой стрелке крыльчатого поршня и поворотной заслонки 38. При этом масло с другой стороны поршневых крыльев из камер *В* и *Г* сервомотора выжимается по трубке 48 и через окна золотника на слив.

Вместе с заслонкой поворачивается по часовой стрелке кулачок 43, отжимая вниз паружную втулку синхронизатора. Камера *Д* синхронизатора через окна в наружной втулке при этом соединяется со сливной камерой *Л*, и масло из камеры *Д* вытекает, вызывая одновременно опускание внутренней втулки 44 синхронизатора и золотниковой буксы 32 по-

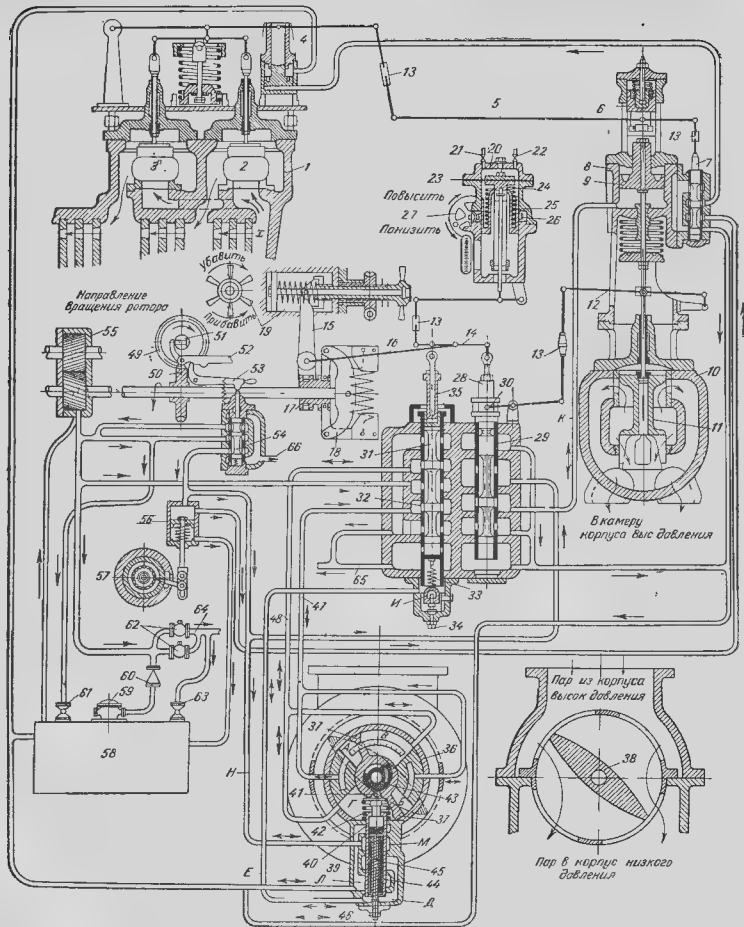


Рис. 6-37. Схема регулирования турбины АТ-25-1.

1 — корпус высокого давления; 2 — первый перегрузочный клапан; 3 — второй перегрузочный клапан; 4 — сервомотор перегрузочного устройства; 5 — рычаги обратной связи перегрузочного устройства; 6 — буска 7 — золотник перегрузочного устройства; 8 — сервомотор главного дроссельного клапана; 9 — поршень сервомотора; 10 — паровая коробка; 11 — главный дроссельный клапан; 12 — рычаги обратной связи клапана; 13 — установочные стяжки рычагов регулирования; 14 — коромысло; 15 — качающийся рычаг регулятора скорости; 16 — рычаг к коромыслу; 17 — муфта регулятора; 18 — регулятор скорости; 19 — приспособление для изменения числа оборотов; 20 — регулятор давления отбора; 21 — кран для заливания камеры регулятора; 22 — подой и соединения с атмосферой; 23 — кран для присоединения к патрубку отбора турбины; 24 — резиновая мембрана; 25 — пружина; 26 — червячное колесо с наружной резьбой; 27 — червячок; 28 — золотник главного дроссельного клапана; 29 — золотниковая буска к 28; 30 — ползуны для перемещения буски 29 рычагом обратной связи; 31 — золотник поперечной заслонки; 32 — золотниковая буска к 31; 33 — пружина буски; 34 — винт для регулирования натяга пружины; 35 — стяжка для включения и выключения заслонки; 36 — сер-

Разрез по синхронизатору

Разрез по сервомотору

Разрез по дроссельной заслонке

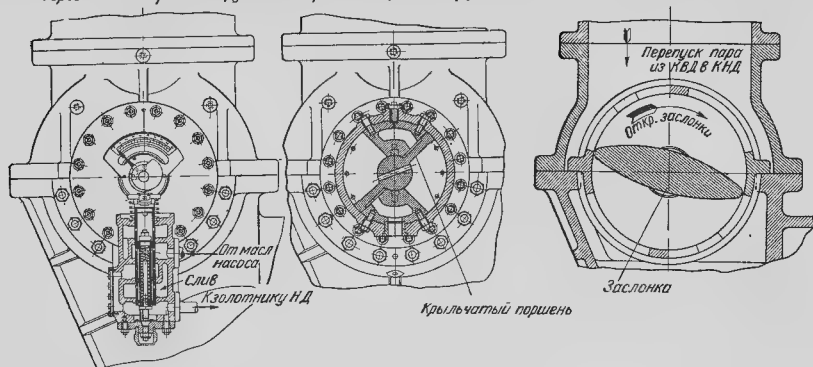


Рис. 6-38. Дроссельная заслонка и сервомотор турбины ЛМЗ типа АТ-25-1 (ДКО-185).

воротной заслонки. Когда втулки 40 и 44 синхронизатора и золотниковая буска 32 с золотником 31 опять займут по отношению друг к другу средние положения, процесс регулирования закончится, перетекание масла прекратится, а поворотная заслонка остановится в новом положении, соответствующем возросшей нагрузке турбины.

Рассмотрим теперь самостоятельную работу регулятора давления 20 при неизменном числе оборотов турбины, т. е. при бездействующем регуляторе скорости.

Предположим, что расход отбираемого пара увеличился, в результате чего давление в патрубках отбора турбины понизилось. Мембрана 23 регулятора давления прогнется кверху и вызовет при неподвижных рычагах регулятора скорости подъем золотника 31 поворотной заслонки и опускание золотника 28 главного дроссельного клапана. В результате главный дроссельный клапан поднимется, а поворотная заслонка прикроет доступ пара в корпус низкого давления настолько, насколько нужно, чтобы поддерживать постоянным давление отбираемого пара.

Так как процесс открывания главного дроссельного клапана был описан выше, то

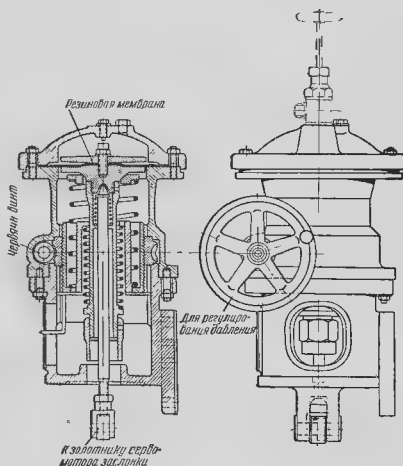


Рис. 6-39. Регулятор давления турбины ЛМЗ типа АТ-25-1 (ДКО 185)

Продолжение Начало см. стр. 271.

томотор с крыльчатым поршнем для поворотной заслонки 38, 37 — крыльчатый поршень 38 — поворотная заслонка; 39 — синхронизатор заслонки 40 — наружная втулка синхронизатора, 41 — ролик втулки 40 42 — пружина, отжимающая ролик к кулачку 43; 43 — кулачок, заклинивающий на валу заслонки 38, 44 — внутренняя втулка синхронизатора, 45 — пружина, отжимающая втулку 44; 46 — винт для регулировки натяга пружины 45 47 — маслопровод в камере А и Б, 48 — маслопровод в камере В 49 — сервомотор 36; 49 — червяк на валу турбины, 50 — червячное колесо для привода вала регулятора п насоса 51 — предохранительный выключатель, 52 — рычаг выключения с защелкой, 53 — рычаг включения; 54 — золотник предохранительного выключателя; 55 — масляный зубчатый насос; 56 — масляный выключатель автоматического стопорного клапана, 57 — колонка автоматического стопорного клапана, 58 — масляный бак; 59 — лусковой масляный турбонасос; 60 — обратный клапан; 61 — предохранительный клапан; 62 — редукционные клапаны 63 — предохранительный клапан маслопровода низкого давления; 64 — маслопровод к подшипникам турбины через маслоохладители 65 — сливной маслопровод в систему низкого давления, 66 — слив в бак через корпус подшипника

поясним, как будет происходить процесс закрывания поворотной заслонки. Масло из золотника теперь будет поступать в камеры *В* и *Г* и вращать крыльчатый поршень против часовой стрелки в сторону закрытия заслонки. При этом кулачок *43* будет освобождать наружную втулку *40* синхронизатора, которая будет подниматься под действием пружины *42*. Масло из насоса по трубе *Н* через открывшиеся окна наружной втулки начнет поступать в камеру *Д* синхронизатора и из нее по трубе *Е* в камеру *И* под золотниковой буксой поворотной заслонки. По мере поступления масла и повышения его давления в камерах *Д* и *И* будет происходить одновременный подъем внутренней втулки *44* синхронизатора и золотниковой буквы *32*. Когда внутренняя втулка *44* синхронизатора займет среднее положение относительно наружной втулки *40*, а золотниковая буква *32* — относительно золотника *31*, дальнейшее перетекание масла прекратится и заслонка остановится в новом положении, соответствующем изменившемуся режиму работы турбины.

При уменьшении расхода отбираемого пара давление в патрубках отбора турбины возрастает, и мембрана регулятора давления прогибается книзу. Если рычаги регулятора скорости неподвижны, то регулятор опустит золотник *31* поворотной заслонки и приподнимет золотник *28* дроссельного клапана. В результате дроссельный клапан прикроется, а поворотная заслонка откроется настолько, насколько этого требует изменившийся режим работы турбины.

В нормальных условиях регуляторы скорости и давления работают одновременно.

При чисто конденсационном режиме работы турбины (без отбора пара на бойлеры) регулятор отбора выключают, а поворотную регулирующую заслонку корпуса низкого давления устанавливают на полное открытие.

Выключение регулятора давления производится отсоединением при помощи крана *22* камеры под мембраной от патрубка отбора турбины и соединением этой камеры с атмосферой через кран *21*. Кроме того, необходимо сжать маховиком *27* пружину регулятора давления, чтобы при обратном его включении в работу не получилось значительного прогиба мембраны и толчка в регулировании.

Так как в этих условиях мембрана *23* будет отжата вверх, что соответствует закрытию поворотной заслонки, то для полного ее открытия предусмотрена специальная переставная стяжка *35* у золотника *31* поворотной заслонки, которая позволяет при надобности изменять ее положение. Для откры-

тия заслонки необходимо развести стяжку. При этом золотник опустится и вызовут открытие заслонки.

Регулирование турбин АП-25-2 и ВТ-25-4. В схеме регулирования, защиты и маслоснабжения турбин АП-25-2 и ВТ-25-4 ЛМЗ (рис. 6-40) много элементов уже рассмотрено нами при изучении регулирования конденсационных турбин ЛМЗ, например турбины ВК-50-1 (рис. 4-33). Новым здесь является блок суммирующих золотников, представляющий собой устройство, обеспечивающее связь регулятора скорости регулятора давления с парораспределительными клапанами и поворотной диафрагмой регулирования отбора пара.

При работе турбин без отбора пара (конденсационный режим) регулятор скорости *1* при изменении нагрузки переставляет золотник *2* блока золотников регулятора скорости, чем изменяет сечение слива масла из полости под золотником № 1 блока суммирующих золотников *3*. Изменение давления масла под золотником № 1 влечет за собой его перемещение вверх или вниз, что вызывает изменение давления импульсного масла, управляющего положением золотника *2* сервомотора *5* парораспределительных клапанов *6*. Соответственно происходит открывание или закрывание клапанов *6*, пока не установится равновесие между развиваемой мощностью и нагрузкой турбины. Регулятор давления *7* при этом выключен из действия, а поворотная диафрагма *8* находится в положении, при котором пропуск пара в часть низкого давления открыт полностью.

При работе турбины с регулируемым отбором пара изменение давления отбираемого пара влечет за собой изменение положения золотника регулятора давления *7*, что вызывает изменение сечения слива из полости под суммирующим золотником № 2. Перемещение этого золотника действует на слив масла из золотника *4* сервомотора парораспределительных клапанов *6* и золотника *9* сервомотора *10* поворотной диафрагмы *8*. Золотники *4* и *9*, перемещаясь, воздействуют на свои сервомоторы в нужном направлении.

При уменьшении отбора пара сервомотор *5* прикроет клапаны свежего пара *6*, а сервомотор *10* повернет диафрагму *8* так, чтобы увеличить расход пара через часть низкого давления. При увеличении отбора пара золотники *4* и *9* вызовут перемещение парораспределительных органов в противоположных направлениях, т. е. увеличат впуск свежего пара в турбину и уменьшат его расход через часть низкого давления.

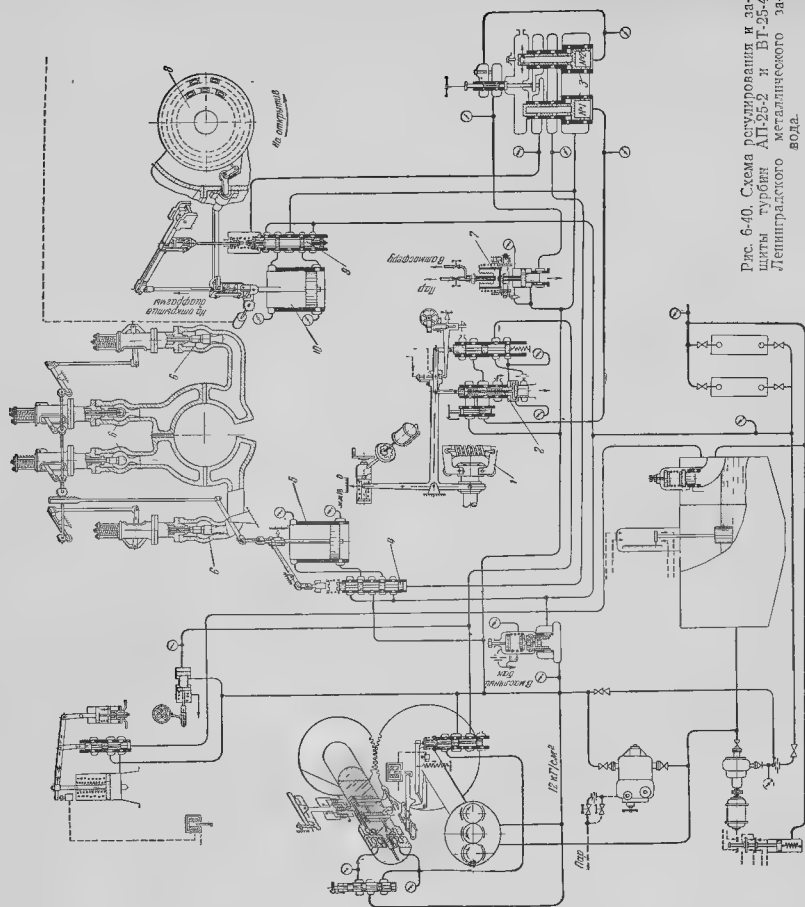


Рис. 6-40. Схема регулирования и защиты турбин АП-25-2 и ВП-25-4 Ленинградского завода.

На рис. 6-41 показана конструкция поворотной диафрагмы турбин ВП-25-4 и ВПТ-25-3. По окружности неподвижной чугунной диафрагмы 1 размещены двухъярусные сопла 2. Стальная поворотная диафрагма 3, расположенная со стороны входа пара, имеет два концентрических ряда κ и 4 и 5, расположен-

ных так, что при повороте диафрагмы 3 по часовой стрелке открываются первыми каналы сопел нижнего яруса, а затем каналы сопел верхнего яруса.

Непосредственно за диафрагмой 1 установлен регулирующий одновенечный диск с двухъярусными рабочими лопатками.

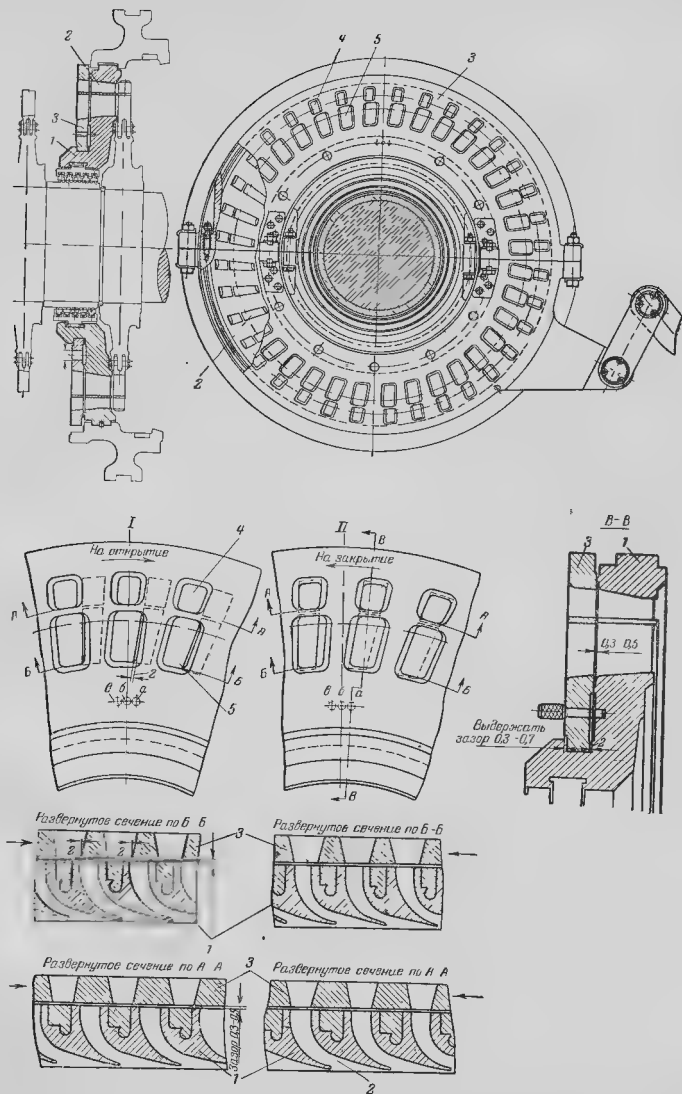


Рис. 6-41. Поворотная диафрагма регулирования отбора турбин ВТ-25-4 и ВПТ-25-3.

Турбины АП-25-2 и ВПТ-25-3 (в камере производственного отбора) имеют поворотные диафрагмы несколько иной конструкции, обеспечивающей разгрузку от значительных осевых усилий, возникающих вследствие большой разности давлений пара по сторонам диафрагмы. Для этой цели поворотная диафрагма прикрыта со стороны входа пара неподвижными стальными «покрывающими» полукольцами, прикрепленными к неподвижной диафрагме болтами.

Регулирование турбины Броун-Бовери. Схема регулирующего устройства турбины с отбором Броун-Бовери изображена на рис. 6-42. Центробежный регулятор 1 обычным путем (стр. 173), устанавливая в зависимости от числа оборотов величину отверстия 4, регулирует давление масла в системе регулирования; масло поступает от насоса 2, причем часть его через диафрагму 17 идет по трубе 23 в систему смазки, а другая часть через дроссельный вентиль 5 — в систему регулирования.

Свежий пар поступает в турбину по паропроводу 18 через клапан 6 и, пройдя двухвентильный диск, составляющий часть высокого давления турбины, частью отводится по трубопроводу отбора 19, а частью через перепускной клапан 7 протекает в часть низкого давления, отделенную от части высокого давления перегородкой с лабиринтовым уплотнением. Регулятор давления 10 установлен на маслопроводе между сервомоторами клапанов 6 и 7 и управляет клапаном 9, регулирующим поступление масла к сервомотору 8 клапана 7.

При повышении нагрузки турбины число оборотов начинает падать и регулятор 1 немедленно прикрывает отверстие 4 для выхода масла из системы; давление масла в трубопроводе 22 повышается, и сервомоторы приоткрывают клапаны 6 и 7, устанавливая соответствующий нагрузке приток пара в обе части турбины без изменения отбора пара.

При увеличении отбора пара давление в камере отбора падает, и гармониковая

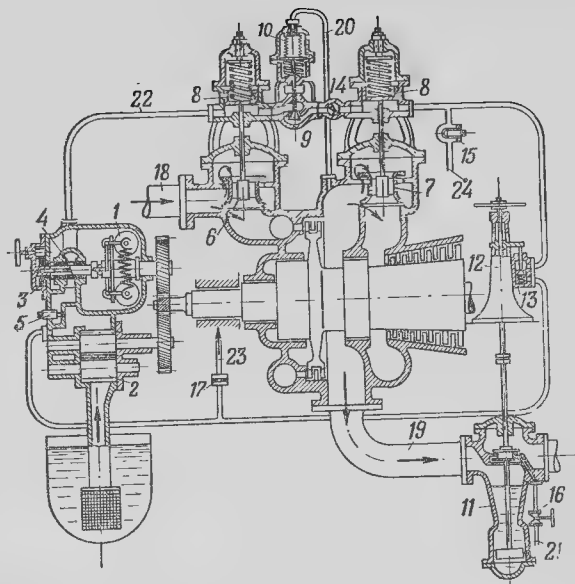


Рис. 6-42. Схема регулирования турбины с отбором пара системы Броун-Бовери.

мембрана (сильфон) регулятора давления под действием пружины переставляет клапан 9; вследствие этого давление масла повышается в левой (по схеме) от клапана 9 части схемы, а в правой понижается, так как в ней остается то же сечение для выхода масла через вентиль 15, но уменьшается поступление масла. В результате изменения давления масла клапан 6 открывается, увеличивая приток свежего пара, а клапан 7 прикрывается, уменьшая поступление пара в часть низкого давления машины; таким образом, отбор пара увеличивается без понижения развиваемой мощности.

Обратный клапан 11, являющийся одновременно и запорным клапаном, предотвращает попадание пара из линии отбора в часть низкого давления турбины. Он снабжен гидравлическим буфером (катарактом) 21 для предупреждения резких ударов тарелки о седло.

Трубопровод с вентилем 16 служит для отвода пара, просачивающегося через закрытый клапан 11 при его неплотности. Это устройство в некоторой степени предохраняет турбину от

коррозии, вызываемой проникновением пара из сети во время длительных перерывов в работе турбины. С другой стороны, оно не допускает просачивания пара в сеть отбора при работе на чисто конденсационном режиме.

Перепусковой клапан 13 при закрывании клапана 11 открывается и пропускает масло высокого давления под поршень сервомотора 8; дальнейшее движение масла по направлению к клапану 9 предотвращается обратным клапаном 14. Это устройство имеет своим назначением автоматически переводить работу турбины на чисто конденсационный режим при закрывании отбора.

Турбины с промежуточным отбором пара и противодавлением

Если предусмотреть в конструкции турбины с противодавлением возможность отбора некоторого количества пара из промежуточной ступени турбины с поддержанием постоянства его давления, то можно получить пар двух различных давлений: более высокого (например, 7 *ата*) из патрубка промежуточного отбора и низкого (например, 1,2 *ата*) из выпускного патрубка турбины. Потребность в паре двух давлений довольно часто встречается на практике, ввиду чего турбины с отбором и противодавлением имеют известное распространение, хотя круг их применения ограничен теми случаями, когда весь отработавший пар в течение круглого года может быть полностью использован для нужд производства.

Так же как и в случае простой турбины с противодавлением, регулирование турбины с отбором и противодавлением может осуществляться двояким образом:

1. Если турбогенератор работает параллельно с другими машинами на одну электрическую сеть, потребляющую любое количество энергии, вырабатываемой данным турбогенератором, то регулирование поступления пара в часть высокого давления и в часть низкого давления осуществляется регуляторами давления отбора и противодавления.

Для этой цели два регулятора давления воздействуют на парораспределительные органы частей высокого и низкого давления турбины, переставляя паровпускные клапаны в одном и том же направлении.

2. Если турбогенератор является единственным источником энергии данного предприятия, то держать давление неизменным возможно в одном только трубопроводе отбора посредством одного регулятора давления; в выпускном патрубке давление можно поддерживать постоянным путем подвода дросселированного свежего пара в линию отработав-

шего пара или выпуска избыточного пара в атмосферу, в тепловой аккумулятор и т. п. Регулирующий механизм в этом случае работает так же, как у конденсационной турбины с отбором пара. На практике такие установки встречаются очень редко.

Примером конструкции турбины с отбором пара и противодавлением может служить турбина ЛМЗ типа АПР-12-2 (ОП-175) мощностью 12 000 *квт*, 3 000 *об/мин* (рис. 6-43). Эта турбина рассчитана на начальное давление пара 29 *ата*, температуру 400° С, противодавление 1,3 *ата* и отбор до 120 *т/ч* пара при давлении 11 *ата*. Она предназначена главным образом для установки на ТЭЦ машиностроительных заводов; отработавший пар может быть использован для целей отопления и некоторых технологических нужд, а отбираемый пар — для работы паровых молотов. Турбина выполнена однокорпусной, имеет пять ступеней давления до камеры отбора и шесть после нее, причем в той и другой части турбины в качестве регулирующей ступени служат двухвечные диски.

Эта турбина имеет связанное сопловое регулирование обеих частей. Регулирующие клапаны частично разгружены; каждый снабжен небольшим разгрузочным клапаном, который открывается первым и, пропуская через образовавшееся отверстие пар, в какой-то степени уравнивает давление над главным клапаном и под ним; в результате для подъема клапана требуется меньшее усилие.

Турбина снабжена приспособлением для автоматического выключения при сдвиге ротора или падении давления масла (рис. 3-98).

Нормальный режим работы этой турбины — параллельная работа с сетью с выключенным скоростным регулятором; подвод свежего пара устанавливается регуляторами давления отбора и противодавления в зависимости от потребности в паре. Экономическая мощность турбины 9 600 *квт*. Минимальный расход пара через часть низкого давления турбины, при котором возможен отбор пара при 11 *ата*, составляет 15 *т/ч*.

При номинальных параметрах свежего пара, давлении отбора 11 *ата* и противодавлении 1,3 *ата* гарантировались следующие расходы пара с допуском 5%:

Нагрузка генератора, <i>квт</i>	Количество отбираемого пара, <i>т/ч</i>	Полный расход свежего пара, <i>т/ч</i>
7 200	80	113
9 600	80	127
12 000	80	145
12 000	120	177
9 600	0	76

ЛМЗ выпустил также несколько турбин типа АПР-12-1 (заводское название П-165) мощностью 12 000 *квт*, 3 000 *об/мин* с отбором пара при 6 *ата* и с противодавлением 0,9 *ата*. В настоящее время турбины П-165 сняты с производства, ввиду чего описания их мы не помещаем, а отсылаем интересующихся их конструкцией и схемой регулирования к предыдущим изданиям этой книги.

Турбины с двумя промежуточными отборами пара

Регулирование мощности турбины с отбором и противодавлением, как мы видели из предыдущего изложения, не представляется возможным при потребности в паре двух неизменных давлений; колебания нагрузки в этом случае приходится выравнивать параллельным включением конденсационной машины. Поэтому в тех предприятиях, где потребность в паре двух давлений всегда меньше расхода свежего пара, а колебания нагрузки значительны и нежелательно иметь несколько машин, находят применение конденсационные турбины с двумя промежуточными отборами, по существу представляющие собой соединение турбины с отбором и противодавлением и конденсационной турбины низкого давления в один агрегат.

Турбина с двумя отборами состоит из трех частей: высокого, среднего и низкого давлений; отборы пара производятся перед частями среднего и низкого давлений; остаток пара протекает через часть низкого давления в конденсатор. В предельном случае, когда количество отбираемого пара равно нулю, турбина работает как чисто конденсационная; наоборот, при максимальных отборах в часть низкого давления попадает только небольшое количество пара, необходимое для отвода теплоты, развивающейся вследствие трения дисков о пар.

Каждая из трех частей турбины имеет свой парораспределительный механизм. Принцип действия механизма регулирования турбины с двумя отборами пара легче всего уяснить себе на схеме регулирования с гидравлическими связями (рис. 6-44).

Как видно из этой схемы, регулирующий механизм состоит из центробежного регулятора 1, двух регуляторов давления 2 и 3, регулирующих клапанов 4 для свежего пара и перепускных клапанов 5 и 6. Свежий пар поступает по паропроводу 7 в часть высокого давления турбины и, отработав в ней, выходит по паропроводу 8, направляясь частично в магистраль первого отбора (через обратный клапан 9) и частично в часть среднего давления

(через перепускной клапан 5). Отработав в части среднего давления, пар по выходе опять разветвляется, направляясь в магистраль второго отбора (через обратный клапан 10) и в конденсатор через перепускной клапан 6 и часть низкого давления турбины.

Действие регулирующего механизма основано на том же принципе гидравлической (масляной) связи, что и рассмотренные нами выше регулирующие устройства других турбин Броун-Бовери. Зубчатый насос 11 подает под определенным давлением масло к сервомоторам клапанов 4 и 5 через устанавливаемый от руки дроссель 12. К системе регулирования второго отбора насос 11 подает масло по маслопроводу 16, причем давление масла, поступающего к клапану регулятора давления 3, устанавливается от руки посредством дросселя 17.

При повышении нагрузки турбины число сборотов ее падает, грузы регулятора сходятся и, передвигая влево связанную с ними муфту, прикрывают выход масла через отверстие 13. Давление масла в маслопроводе 18 повышается, вследствие чего сервомоторы приоткрывают клапаны 4 и 5; в результате мощность турбины возрастает. При этом возрастает также давление пара в камере второго отбора, и регулятор давления 3 увеличивает доступ масла к сервомотору клапана 6, вследствие чего увеличивается пропуск пара через часть низкого давления в конденсатор. Таким образом, увеличенный пропуск пара через турбину повышает развиваемую мощность без существенного изменения количества отбираемого пара. Клапаны 9 и 10 и их ручные приводы имеют то же назначение, что и на схеме рис. 6-42.

Наши заводы начали строить турбины с двумя регулируемыми отборами пара только после Отечественной войны, хотя проекты таких турбин разрабатывались и в довоенные годы.

Мы рассмотрим два примера конструкций: турбину ДК-20-120 (АПР-12) Кировского завода и ВПТ-25-3 ЛМЗ.

Турбина ДК-20-120 (рис. 6-45*) конструкции Кировского завода мощностью 12 000 *квт*, 3 000 *об/мин* рассчитана на начальные параметры пара 29 *ата*, 400°С и имеет два регулируемых отбора пара: производственный 6,5 — 7,5 *ата* в количестве до 30 *т/ч* и отопительный 1,2—2,0 *ата* в количестве до 45 *т/ч*.

Турбина выполнена в двух корпусах. Корпус высокого давления состоит из семи ступеней давления, первая из которых (регулирующая) имеет увеличенный диаметр.

* См. вклейку в конце книги.

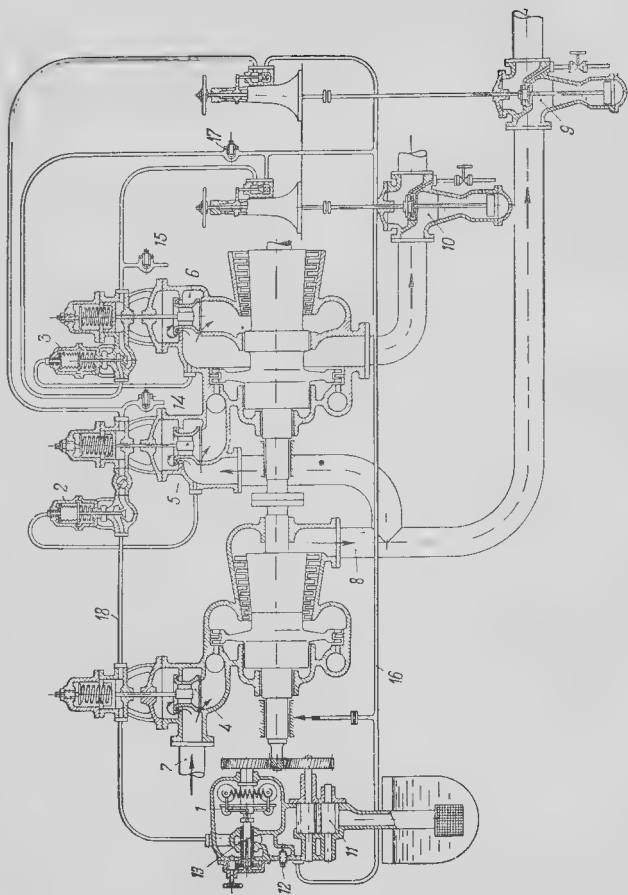


Рис. 6-44 Схема регулирования турбины Броун-Бовери с двумя отборами пара и гидравлическими связями.

Корпус низкого давления включает в себя часть среднего давления из шести ступеней и часть низкого давления из шести ступеней, т. е. состоит всего из 12 ступеней, первая из которых также одновенечная увеличенного диаметра.

Передняя часть корпуса высокого давления опирается лапами на корпус переднего подшипника, в котором размещен главный масляный насос. Задняя часть корпуса высокого давления и передняя часть корпуса низкого давления опираются лапами на корпус среднего подшипника, в котором расположена соединительная муфта.

Выхлопная часть корпуса низкого давления имеет два чугунных прилива, образующих опорные лапы, в которые монтированы пружинные опоры, опирающиеся на чугунные плиты, заделанные в фундамент турбины.

Тепловые расширения всей турбины направлены в сторону переднего подшипника. Турбина имеет концевые уплотнения елочного типа, кроме заднего конца вала корпуса низкого давления, где установлено водяное уплотнение.

Оба ротора жесткого типа с критическим числом оборотов 4 205 *об/мин* для ротора высокого давления и 4 146 *об/мин* для ротора низкого давления.

Свежий пар подводится к отдельно расположенной паровой коробке с автоматическим стопорным клапаном, откуда по двум трубам идет к четырем регулирующим клапанам, установленным в паровой коробке, составляющей одно целое с корпусом высокого давления.

Полное открытие этих клапанов обеспечивает расход пара через турбину 103 *т/ч*.

Перестановка регулирующих клапанов осуществляется поворотным сервомотором и системой кулачков. Управление сервомотором производится золотником, получающим суммированный импульс от регулятора скорости и регулятора давления.

Регулирование части среднего давления тоже осуществляется четырьмя клапанами одообразным же образом.

Регулирование части низкого давления осуществляется поворотной диафрагмой, перемещаемой поршневым сервомотором.

Регулятор скорости — вертикальный, обычного типа Кировского завода (рис. 4-11).

Турбина имеет реле осевого сдвига, вызывающее закрытие стопорного и регулирующих клапанов при сдвиге ротора на заранее заданную величину. Кроме того, она имеет автомат сброса нагрузки, увеличивающий слив масла в дренажную систему при сбросе нагрузки,

способствуя тем самым ускоренно закрытию клапанов.

Полный вес турбины с конденсатором 84 *т*. Гарантируются следующие удельные расходы пара:

Нагрузка, квт	Конденсационный режим		Режим с отборами пара 30 и 45 <i>т/ч</i>	
	без регенера- ции, кг/квт-ч	с регенера- цией, кг/квт-ч	без регенера- ции, кг/квт-ч	с регенера- цией, кг/квт-ч
12 000	4,9	5,2	7,56	8,48

Схема регулирования турбины ДК-20-120 приведена на рис. 6-46*.

В связи с тем, что составные элементы схемы нам уже знакомы по предыдущим описаниям, рассмотрим только ее схему в разных условиях.

1. Изменение электрической нагрузки. При возрастании электрической нагрузки число оборотов турбины снижается, в связи с чем грузы регулятора скорости 1 сходятся, перемещая золотник 2 вниз. При этом прикрываются сливные окна в буксе золотника и давление масла в трубе 3 возрастает. Вследствие этого поршни дифференциальных сервомоторов высокого давления 4, среднего давления 5 и низкого давления 6 переместятся вверх и установятся в новое положение равновесия с натягом своих пружин.

Перемещение вверх поршня сервомотора 4 и связанного с ним золотника вызовет поступление масла под давлением в левую полость ротативного сервомотора 7. Поршень его повернется по часовой стрелке и откроет паровпускные клапаны, увеличивая расход пара через часть высокого давления турбины. Вращение поршня прекращается, когда кулак обратной связи вернет буксу золотника сервомотора 4 в среднее положение.

Перемещение вверх поршня сервомотора 5 аналогичным образом вызовет вращение поршня ротативного сервомотора 8 против часовой стрелки, что повлечет за собой увеличение расхода пара через часть среднего давления турбины. Обратная связь осуществляется так же, как в части высокого давления.

Наконец, перемещение вверх поршня сервомотора 6 и связанного с ним золотника вызовет поступление масла в левую полость цилиндра сервомотора 9. Поршень сервомотора подвинется вправо и переместит вращающуюся диафрагму 10 в сторону увеличения расхода пара через часть низкого давления турбины.

* См. вклейку в конце книги.

Перемещение поршня прекратится, когда рычаг 11 обратной связи возвратит в среднее положение буску золотника сервомотора 6.

При уменьшении электрической нагрузки процесс регулирования протекает аналогичным образом, но направление движения органов регулирования будет противоположным.

II. Изменение отбора пара. При увеличении отбора пара высокого давления в камере отбора произойдет понижение давления. Мембрана регулятора давления 12 под действием пружины выгнется вверх и переместит связанный с ней штоком золотник. При этом уменьшится слив масла через окна буски золотника и повысится давление масла в трубе 13. Масло под давлением поступит по трубам 14, 15, 16 и 17 в полости сервомоторов 4, 5 и 9. Поршни сервомоторов установятся в новом положении равновесия с натягом своих пружин, соответственно переставившая золотники. В результате сервомотор 4 вызовет открытие паровпускных клапанов части высокого давления, а сервомоторы 5 и 9 уменьшат расход пара через части среднего и низкого давления турбины.

При уменьшении отбора пара из части высокого давления процесс регулирования протекает аналогичным образом, но движение регулирующих органов происходит в обратном направлении.

При увеличении отбора пара низкого давления давление в камере отбора понижается и мембрана регулятора давления 18 выгибается вверх, переставившая распределительный золотник. При этом уменьшается расход масла на слив и вырастает давление масла в трубе 19. По трубам 20, 21 и 22 масло под давлением поступает в полости дифференциальных сервомоторов 4, 5 и 9 и перемещает их поршни и связанные с ними распределительные золотники. В результате сервомоторы 4 и 5, воздействуя на сервомоторы 7 и 8, увеличат расход пара через части высокого и среднего давления турбины, а сервомотор 9 повернет регулиющую диафрагму 10 против часовой стрелки, уменьшая расход пара через часть низкого давления.

При уменьшении отбора пара низкого давления система регулирования работает аналогичным образом, но с обратным направлением движения регулирующих органов.

Турбина ВПТ-25-3 конструкции ЛМЗ (рис. 6-47*) представляет собой однокорпусную турбину мощностью 25 000 кВт, 3 000 об/мин, рассчитанную на начальные параметры пара 90 ата, 480° С. Турбина имеет

два регулируемых отбора пара (производительный 10+2 ата с номинальным расходом 80 т/ч и отопительный 1,2—2,5 ата с номинальным расходом 60 т/ч) и три нерегулируемых отбора на регенерацию. В конструкции этой турбины применена широкая унификация деталей с другими типами турбин высокого давления ЛМЗ (см., например, рис. 6-27)

Часть высокого давления состоит из двухвечной регулирующей ступени и восьми ступеней давления, за которыми производится первый регулируемый отбор пара.

Часть среднего давления состоит из шести ступеней давления, а часть низкого давления — из четырех ступеней.

Пропуск пара из части высокого давления в часть среднего давления и дальше из части среднего давления в часть низкого давления регулируется поворотными диафрагмами. Впуск пара в часть высокого давления управляется четырьмя регулирующими клапанами.

В конструкции корпуса широко применена сварка. Первые девять дисков части высокого давления откованы заодно с валом, последующие диски — насадные. Главный масляный насос — винтового типа.

Гарантируются следующие расходы пара с допуском 5%:

Нагрузка, кВт	Коэффициент полезного действия генератора, %	Отбор пара, т/ч		Удельный расход пара, кг/кВт·ч	Температура подогрета воды, °С
		отопительный	производительный		
25 000	98,2	54	72	7,03	205
25 000	98,2	0	130	8,03	211
25 000	98,2	100	0	5,79	203
25 000	98,2	0	0	4,25	191
20 000	98,1	40	50	6,84	197
15 000	98,0	40	40	6,95	191

Турбина ПТ-25-90/10 Калужского турбинного завода — одна из новейших машин с двумя регулируемыми отборами пара отечественного производства.

Начальные параметры пара этой турбины 90 ата и 535° С, давление первого отбора 10 ата, давление второго отбора 1,2 ата. Номинальная мощность турбины 25 000 кВт, но при номинальных параметрах свежего пара и при номинальных расходах и давлениях отборов может быть получена длительная максимальная мощность 30 000 кВт.

Проточная часть турбины состоит из регулирующей ступени с двухвечным диском Кертиса и 18 ступеней давления, разбитых на три группы (рис. 6-48).

* См. вклейку в конце книги.

Так же, как и у других турбин Калужского завода, ротор имеет гладкий вал постоянного диаметра с насаженными дисками плоского типа, не имеющими развитых втулок. По мнению завода, такая конструкция дисков способствует уменьшению протечек пара вдоль вала через уплотнения диафрагм. Критическое число оборотов ротора турбины — 1 690 в минуту, следовательно, ротор гибкий.

Передняя часть корпуса турбины с клапанной и сопловой коробками отлита из высоколегированной стали.

Диафрагмы, кроме трех последних по ходу пара, стальные, сварные.

Корпус турбины опирается двумя лапами на передний подшипник и фиксируется гибкими элементами, расположенными сверху и снизу подшипника.

В свою очередь передний подшипник опирается на фундаментную плиту через две гибкие опоры.

На переднем конце ротора расположено колесо центробежного масляного насоса, откованное заодно с валом. Боковые поверхности этого колеса одновременно служат в качестве гребня упорного подшипника, что позволяет обеспечить надежное маслонабжение упорно-опорного узла при очень компактной его конструкции (см. рис. 6 8).

Концевые уплотнения выполнены в виде лабиринтов из усиков, зачеканенных в тело ротора против выточек в обоймах уплотнения.

Выхлопная часть турбины отлита заодно с корпусом заднего подшипника турбины и переднего подшипника генератора. Валы турбины и генератора соединены жесткой муфтой.

Парораспределительные клапаны части высокого давления того же типа, что и у других турбин Калужского завода. Они свободно подвешены на траверсе, которую может перемещать вверх и вниз рычаг, шарнирно соединенный со штоком сервомотора (рис. 3-90).

Парораспределение части среднего давления и части низкого давления осуществляется поворотными диафрагмами.

Турбина имеет гидродинамическую систему регулирования, выполненную в виде конструктивного блока, установленного на корпусе переднего подшипника. В качестве регулятора скорости использован главный масляный насос, характеристика $Q - H$ которого обеспечивает жесткую зависимость развиваемого давления только от числа оборотов ротора.

Система регулирования (рис. 6-49) имеет три импульсных линии, управляющих тремя сервомоторами: сервомотором 1 части высокого давления, сервомотором 2 части среднего давления и сервомотором 3 части низ

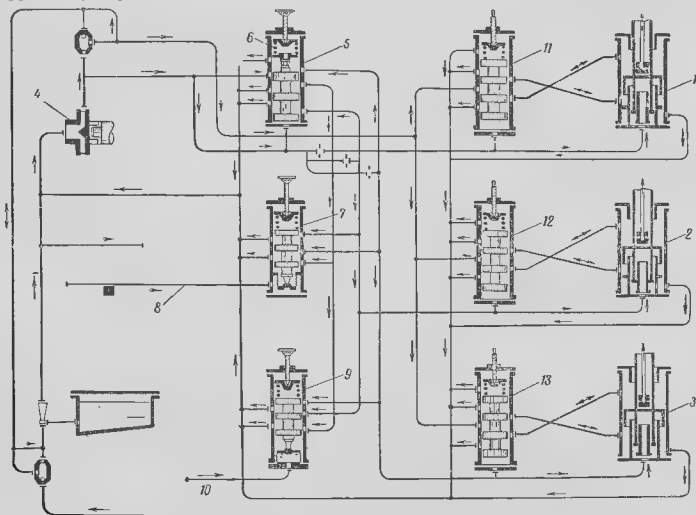


Рис. 6-49. Схема регулирования турбин с двумя регулируемыми отборами пара Калужского турбинного завода.

кого давления. Изменения давления, создаваемого насосом 4, воспринимаются золотником трансформатора давления, к которому снизу подведено масло из напорной линии насоса, а сверху — из линии всасывания. Разность давлений масла на поршеньки золотника уравнивается пружиной 6. Таким образом, положение золотника в его буксе всегда определяется числом оборотов турбины.

Давление первого отбора регулируется регулятором давления 7, в нижнюю полость которого, отделенную мембраной сифонного типа, подведен по трубопроводу 8 пар из камеры промышленного отбора.

Таким образом, положение золотника этого регулятора относительно его буквы определяется величиной сжатия пружины, уравнивающей давление пара на мембрану и через нее на золотник.

Подобным же образом давление во втором отборе регулируется регулятором давления 9, в нижнюю полость которого по трубопроводу 10 подведен пар из теплофикационного отбора.

Золотники 5, 7 и 9 кромками своих поршеньков изменяют сечение каналов слива масла из всех импульсных линий. При этом золотник трансформатора давления 5 изменяет давление масла во всех трех линиях одновременно только в одну сторону (на повышение или на понижение), а золотники регуляторов давления 7 и 9 изменяют давление масла в импульсных линиях в разные стороны.

Отсечные золотники 11, 12 и 13 подключены каждый к своей импульсной линии и управляют впуском масла под давлением в рабочие полости своих сервомоторов и выпуск его из верабочих полостей. Обратные связи каждого из сервомоторов воздействуют только на свой отсечный золотник.

Завод гарантирует следующие характеристики турбины при расходе охлаждающей воды 3 400 л/с и температуре ее 20°С перед входом в конденсатор:

Мощность, кВт	Полный расход пара, т/ч	Расход пара первого отбора, т/ч	Расход пара второго отбора, т/ч	Удельный расход пара, кг/квт-ч
25 000	159	70	50	6,36
25 000	103	—	—	4,13
25 000*	87,5	—	—	3,5
30 000	182	70	50	6,08

* Без регенерации.

Полный вес турбинной установки в поставке Калужского турбинного завода 146 т.

ТУРБИНЫ МЯТОГО ПАРА И ТУРБИНЫ ДВУХ ДАВЛЕНИЙ

Условия применения турбин мятого пара и турбин двух давлений

Поршневая паровая машина обладает ценной способностью выдерживать очень большие перегрузки и легко менять направление вращения; поэтому она до сих пор еще применяется в качестве двигателя для прокатных станов, шахтных подъемников и других установок, работающих в условиях сильно переменной нагрузки и требующих частого реверсирования. В таких устройствах, как паровые молоты, кузнечные прессы и т. п., прямолинейно-возвратное движение поршня гораздо легче использовать, чем вращательное движение вала какого-либо другого двигателя; поэтому здесь поршневая машина до сего времени находит очень широкое применение.

Перечисленные установки работают с большими наполнениями цилиндра; это обстоятельство, а также трудность размещения конденсационного устройства вблизи от машины, часто составляющей одно целое с приводимым ею механизмом (например, паровой молот), приводят к необходимости работать на выхлоп, выпуская в атмосферу пар с давлением около 1,1 ата. При расширении перегретого пара с температурой 300°С от давления 12 ата до давления 1,1 ата располагаемый перепад тепла почти такой же, как при расширении от 1,1 до 0,05 ата; поэтому очевидно, что, используя отработавший пар поршневой машины в конденсационной турбине низкого давления, которую называют в этом случае турбиной мятого пара, можно получить дополнительно примерно ту же мощность, которая уже получена от поршневой машины; эту мощность можно использовать на снабжение предприятия электрической энергией или сжатым воздухом. Примерный тепловой баланс установки с поршневой машиной и турбогенератором мятого пара показан на рис. 6-50; конкретные цифры по статьям баланса здесь не приведены ввиду того, что для разных установок они весьма различны.

Применение турбины мятого пара, вообще говоря, имеет смысл только в тех случаях, когда можно постоянно располагать достаточно большим количеством отработавшего пара; но даже в тех предприятиях, где имеется несколько крупных поршневых машин, поступление пара всегда бывает неравномерным из-за прерывистого режима работы этих машин. Между турбиной мятого пара и поршневой машиной приходится вводить паровой аккумулятор, назначение которого выравнивать не-

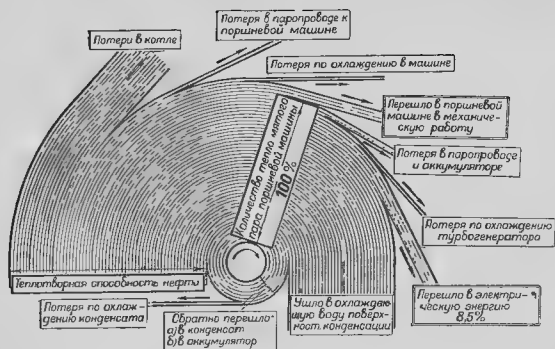


Рис. 6-50. Тепловой баланс турбогенератора мятого пара, получающего отработавший пар от поршневых машин.

равномерное поступление мятого пара от поршневых машин и колебания давления пара перед турбиной. Однако значительные изменения расхода пара будут вызывать колебания мощности турбины; выравнивать нагрузку можно только параллельным включением на ту же электрическую сеть второй турбины, но уже нормального конденсационного типа.

Указанные причины приводят к тому, что турбина мятого пара в чистом виде применяется редко; чаще к ней добавляют часть высокого давления, получающую пар от котельной установки во время отсутствия или недостаточного поступления мятого пара и восполняющую, таким образом, потребность предприятия в механической или электрической энергии. Такая машина носит название турбины двух давлений. Между частью низкого давления такой турбины и источником мятого пара обычно тоже приходится включать аккумулятор, выравнивающий поступление пара в турбину.

Турбины мятого пара

Турбины, работающие паром низкого давления, по своему устройству аналогичны нормальным конденсационным турбинам, отличаясь от них отсутствием части высокого давления. У активной турбины с 13 ступенями давления, рассмотренной в таблице на стр. 45, перепад давлений от 28 до 1,2 *ата* перерабатывается в ступенях от первой до девятой, и от 1,2 до 0,05 *ата* — в ступенях от десятой до тринадцатой; таким образом, отбросив у этой турбины первые девять ступеней, мы получили бы турбину мятого пара.

Число ступеней активных турбин мятого пара обычно не превышает четырех-пяти. Турбина такого типа показана на рис. 6-51; обращают на себя внимание значительная высота лопаток, большие размеры паровпускного клапана и кольцевой камеры, в которую поступает пар. Эти конструктивные особенности свойственны всем турбинам низкого давления и вызваны большим удельным объемом поступающего в турбину пара.

В СССР турбины мятого пара выпускал ЛМЗ под марками турбин МК, а самое последнее время проектированием турбин большой мощности на очень низкое начальное давление пара занялся

Харьковский турбинный завод.

Турбина МК-6-1 мощностью 6 000 *квт*, 3 000 *об/мин* (рис. 6-51) рассчитана для работы мятым паром с давлением 1,2 *ата* и температурой 110–130°С. Допускается возможность работать при давлении 1,5 *ата* и температуре до 150°С в течение промежутка времени, не превышающего 2 ч. Основные конструктивные элементы этой турбины (диски, лопатки, уплотнения, муфта, подшипник и т. п.) типичны для турбин ЛМЗ и известны нам по предыдущему изложению. При нагрузках до 4 800 *квт* поступление пара в турбину регулируется поворотной диафрагмой. При увеличении нагрузки пар поступает также через два последовательно открывающихся клапана прямо ко второй ступени.

Нормальным режимом работы этой турбины является параллельная работа с чисто конденсационным турбогенератором или с электрической сетью. При этом регулятор скорости выключен, не влияет на нагрузку турбины и вступает в действие только при сбросах нагрузки, удерживая машину на холостом ходу. Нагрузка турбины регулируется регулятором давления и зависит от давления мятого пара, поступающего в турбину.

При давлении мятого пара 1,2 *ата*, температуре его 110°С, расходе охлаждающей воды 4 900 *м³/ч* и температуре ее перед конденсатором 30°С гарантируются следующие расходы пара с допуском +5%.

Нагрузка генератора, <i>квт</i> . . .	2 400	3 000	4 800	6 000
Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>	15,9	14,2	13,5	15,6

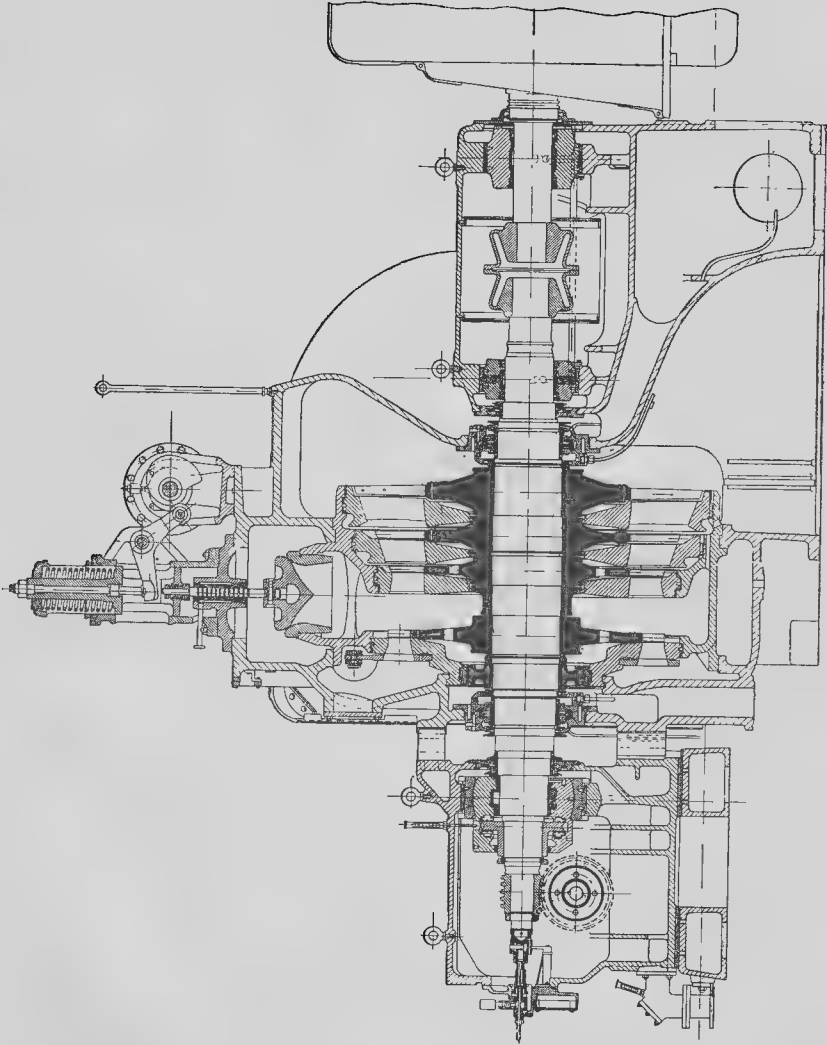


Рис. 6-51 Продольный разрез турбины мягого пара типа МК-6-1 конструкции ЛМЗ

Указанные цифры не включают расхода пара на эжекторы.

Турбина МК-6-2 отличается от турбины МК-6-1 тем, что рассчитана на начальное давление пара 1,8 ата и температуру 150° С.

Следует отметить, что турбины МК-6 могут быть последовательно включены после турбины АПР-12, что дает возможность получить двух-вальные агрегаты с двумя регулируемыи отборами пара.

Турбины двух давлений

Применение чистой турбины мятого пара оказывается экономически целесообразным, как это показала практика, только при непрерывной и достаточно равномерной подаче мятого пара в количестве более 8—10 т/ч.

В большинстве случаев оказывается, как уже было отмечено выше, что для использования мятого пара более целесообразно применение турбины двух давлений, которая наряду с подводом мятого пара имеет подвод свежего пара.

Работа турбины двух давлений протекает следующим образом:

1) при достаточном количестве мятого пара турбина работает только им, а клапан свежего пара закрыт;

2) при недостаточном количестве мятого пара в турбину добавляется свежий пар;

3) при полном отсутствии мятого пара турбина работает только свежим паром, как нормальная конденсационная машина.

Турбина должна развивать свою полную мощность при работе одним мятым паром и паром двух давлений; при работе только свежим паром мощность турбины может быть ниже нормальной, но должна быть достаточной для удовлетворения самых насущных нужд предприятия. Таким образом, турбина двух давлений является весьма гибким агрегатом, обеспечивающим бесперебойную работу установки, несмотря на колебания режима и перемены в работе паровых машин, доставляющих мятый пар.

Могут быть применены четыре способа подвода пара:

1) свежий пар, прошедший через часть высокого давления, смешивается с мятым паром в кольцевой камере перед частью низкого давления турбины (рис. 6-52);

2) свежий пар и мятый пар отдельно подводятся к соплам первой ступени части низкого давления;

3) свежий пар, оработав в части высокого давления турбины, подводится ко второй или третьей ступени части низкого давления;

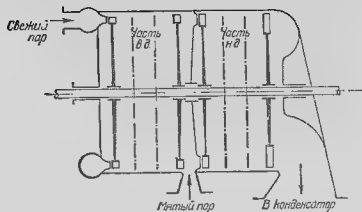


Рис. 6-52. Схема обычной турбины двух давлений

в первую же ступень этой части выпускается только мятый пар;

4) свежий пар и мятый пар отдельно подводятся к середине турбины и, протекая к противоположным концам ее, работают независимо друг от друга в отдельных лопаточных аппаратах (сдвоенные турбины, рис. 6-53).

Чаще всего применяется первый способ подвода пара и только в виде исключения последний; мы рассмотрим здесь турбины первого типа

По своему устройству турбины двух давлений отличаются от нормальных турбин наличием штуцера и камеры для подвода мятого пара к части низкого давления. Число ступеней выбирается обычно небольшим, так как это дает более устойчивый к п. д. при изменениях расхода и состояния пара.

На рис. 6-54 приведена конструкция турбины двух давлений Броун-Бовери; турбина имеет типичный для этой фирмы барабанный ротор, откованный заодно с регулирующим диском. Мятый пар подводится в кольцевой канал по середине турбины, где смешивается со свежим паром, прошедшим через часть высокого давления. Впускной клапан для мятого пара устанавливается рядом с турбиной. Приемный штуцер мятого пара снабжен перегородкой-отражателем, назначение которой заключается в распределении мятого пара по кольцевому каналу и предупреждении прямого удара

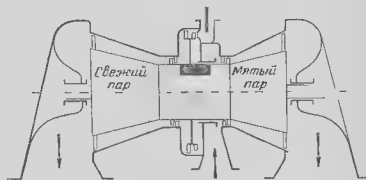


Рис. 6-53. Схема сдвоенной турбины двух давлений.

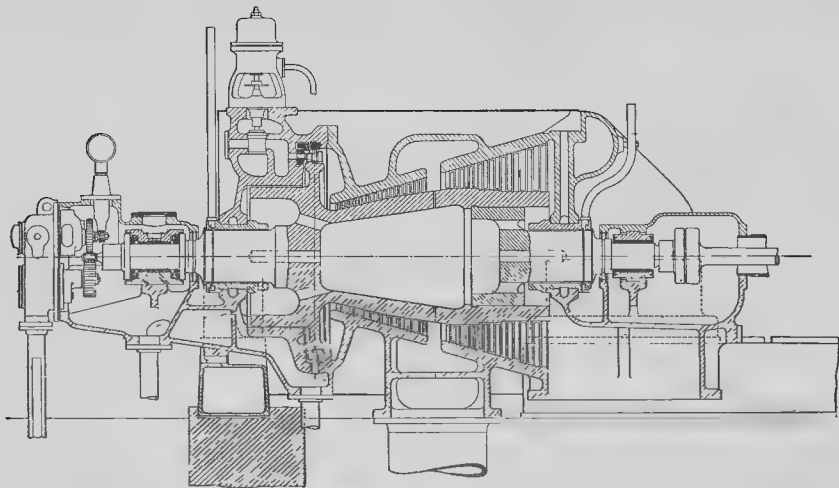


Рис. 6-54. Продольный разрез турбины двух давлений Броун-Бовери мощностью 3000 кет.

паровой струи в барабан ротора. Турбины изображенного на рис. 6-54 типа строятся для мощностей до 3000 кет; при больших мощностях применяется сварная конструкция ротора.

Регулирование турбин двух давлений

Регулирование турбин двух давлений в основном сводится к добавочному впуску свежего пара в машину при понижении давления мятного пара ниже определенного предела. Вообще же регулирующий механизм должен удовлетворять следующим требованиям:

1. При повышающейся нагрузке сначала увеличивать подвод мятного пара в часть низкого давления и только при его недостатке открывать впуск свежего пара. При понижающейся нагрузке сначала прикрывать впуск свежего пара и только после полного закрытия его ограничивать поступление мятного пара. Таким образом, при колебаниях нагрузки центробежный регулятор должен воздействовать на клапаны свежего и мятного пара в одинаковом направлении, но в порядке очередности.

2. При неизменной нагрузке и повышении давления мятного пара регулятор давления должен приоткрывать клапаны мятного пара и прикрывать клапаны свежего пара; при по-

нижении давления мятного пара клапаны должны переставляться в обратном порядке. Таким образом, при неизменной нагрузке и колебаниях давления мятного пара регулятор давления должен воздействовать на клапаны свежего и мятного пара в противоположных направлениях.

3. При переходах от работы только свежим или только мятным паром к работе одновременно тем и другим паром число оборотов не должно существенно изменяться.

Само собой разумеется, что турбина должна быть защищена от разброса регулятором скорости и предохранительным выключателем, действующим как на клапаны свежего, так и мятного пара.

Принципиальная схема регулирования турбины двух давлений приведена на рис. 6-55. В этой схеме клапаны мятного пара 1 и свежего пара 2 взаимно связаны рычагом 3—4, имеющим ось качения 5 на штоке сервомотора 6, находящегося под воздействием центробежного регулятора 7. Концы рычага 3—4 и, следовательно, клапаны нагружены пружинами, стремящимися закрыть клапаны; пружина 8 клапана мятного пара значительно слабее пружины 9 клапана свежего пара. Второй сервомотор 11 находится под управлением регулятора давления 10; сервомотор 11 не связан с

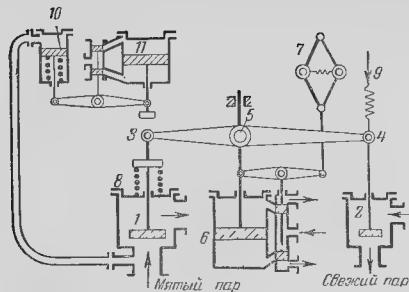


Рис. 6-55 Принципиальная схема регулирования турбины двух давлений.

каким-либо из клапанов и только ограничивает высоту подъема клапана мягкого пара в зависимости от давления в паропроводе мягкого пара.

При возрастании нагрузки турбины пор-

шень сервомотора 6 под действием центробежного регулятора, переставляющего золотник, перемещается вверх, соответственно перемещая точку 5 и рычаг 3—4. При этом происходит открывание обоих клапанов, причем первым открывается клапан 1, имеющий более слабую пружину, и только после того как точка 3 упрется в ограничитель подъема на штоке сервомотора 11, начинает открываться клапан 2. При понижении нагрузки турбины центробежный регулятор, соответственно переставляя золотник, перемещает вниз поршень 6 сервомотора, а вместе с ним и точку 5. При этом клапан 2, как имеющий более сильную пружину, закрывается первым, а после него начинает прикрываться клапан 1; таким образом, сначала прекращается впуск свежего пара, а затем пачинает уменьшаться впуск мягкого пара.

При перерыве в поступлении мягкого пара или значительном падении его давления поршень 11 сервомотора под воздействием регулятора давления опускается и закрывает клапан 1, одновременно открывая клапан 2 и переводя тем самым турбину на работу только свежим паром.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА СЕДЬ Я

ОБСЛУЖИВАНИЕ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Эксплуатацию паровой турбины можно считать правильно организованной, если она удовлетворяет следующим трем условиям

1) безопасности для обслуживающего персонала и для самой установки;

2) надежности, т. е. полному отсутствию аварий, неполадок и непредвиденных остановок, вызывающих прекращение или сокращение отпуска энергии;

3) экономичности как в смысле удельного расхода пара, так и в отношении расходов на обслуживание, ревизии и ремонты.

Основным из этих условий является безопасность, и жертвовать ею в пользу каких-либо других требований ни при каких обстоятельствах не следует.

Правильная эксплуатация турбинной установки возможна только при условии, что эксплуатационный персонал отдает себе полный отчет в явлениях, происходящих в турбине при различных режимах работы, хорошо знает конструкцию обслуживаемого агрегата и точно и сознательно исполняет инструкции по его обслуживанию.

Необходимыми качествами эксплуатационного работника должны быть неустанная бдительность и полное самообладание, без которого в критические моменты невозможно найти быстрого и правильного метода действия.

Каждая паровая турбина имеет свои индивидуальные особенности. Поэтому ни в коем случае не следует полагать, что все турбины одинаковы и что, зная одну турбину, можно без всякой предварительной подготовки перейти к обслуживанию другой, даже однотипной, машины.

Обслуживая турбогенератор, нельзя забывать, что имеешь дело с машиной, стоимость которой выражается сотнями тысяч и даже миллионами рублей и выход из строя которой может нанести неисчислимые убытки народному хозяйству, вызвав простои ряда промышленных предприятий и прекращение снабжения энергией целых районов и городов, а в некоторых случаях — повлечь несчастные случаи с людьми.

Поэтому совершенно недопустимы какие-либо непродуманные опыты на обслуживаемой машине, например перегрузка, изменение номинальных параметров пара или зазоров в проточной части. Каждое изменение в конструкции или режиме работы турбины должно быть предварительно всесторонне продумано и по возможности проконсультировано с заводом-изготовителем или с соответствующей компетентной организацией (ЦКТИ, ВТИ, ОРГРЭС).

Эксплуатация турбинной установки включает в себя три основных процесса:

- 1) пуск в ход;
- 2) обслуживание во время работы под нагрузкой;
- 3) останов.

Последовательность операций пуска и останова, а также правила обслуживания излагаются в инструкциях, составляемых для каждого агрегата на основании инструкций завода-изготовителя и типовых инструкций Министерства электростанций.

В местной инструкции должны быть указаны:

- 1) режим пуска и нагружения турбогенератора;

2) условия, при которых запрещается эксплуатация турбины (пределенные значения начальных параметров пара, температура и давление пара в выхлопном патрубке, давление масла перед подшипниками и системой регулирования, температура масла и др.);

3) предельный расход пара через турбину;

4) аварийные случаи, требующие немедленной остановки турбины.

Эксплуатационные инструкции и Правила технической эксплуатации электростанций (ПТЭ) должны быть хорошо известны обслуживающему персоналу, без чего он не может быть допущен к обслуживанию установки. Ввиду того что дать в этой книге детальные указания инструктивного порядка, пригодные для всех турбин, не представляется возможным вследствие многообразия существующих типов турбин и считая, что эксплуатационные инструкции имеются на руках у персонала, обслуживающего турбины, мы приведем здесь только общие правила эксплуатации. Более подробно мы остановимся на физической стороне процессов, происходящих в турбине в различные моменты ее работы, т. е. рассмотрим те вопросы, которым в обычных инструкциях не уделяется достаточного внимания, но ясное и отчетливое знание которых необходимо для сознательного выполнения операций, указываемых в инструкциях.

Ремонт турбин, также являющийся одним из эксплуатационных процессов, в этой книге не рассматривается; этому вопросу посвящены специальные труды, к которым отсылаем интересующихся.

ПУСК ТУРБИНЫ

Общие правила пуска

Пуск турбины должен производиться под руководством начальника смены или старшего машиниста, а после ремонта турбины — под руководством начальника цеха.

Перед пуском агрегата нужно внимательно осмотреть его и убедиться в том, что масляный резервуар заполнен маслом до нормального уровня. Подъемом и опусканием собачки предохранительного выключателя проверить действие его рычагов. Шарниры и трущиеся детали регулирующего механизма, а также тахометр должны быть хорошо смазаны (для смазки тахометра употребляют только костяное масло).

В случае пуска турбины конденсационного типа на выхлоп в атмосферу водяное пространство конденсатора должно быть предварительно заполнено водой.

Процесс пуска в общем состоит из следующих операций¹:

1. Тщательно прогревают и продувают паропровод свежего пара, открывая обвод задвижки 1 (рис. 7-1) на паровой магистрали и вентили 2 и 22 продувания водоотделителя.

Продувка должна производиться до тех пор, пока вытекание конденсата из паропровода не прекратится полностью; о том, что паропровод хорошо прогрелся, на что обычно требуется 10—15 мин, можно судить по виду продуваемого пара, который должен стать бесцветным, или по его температуре.

Подъем давления в паропроводе можно начать только имея уверенность в том, что паропровод прогрет и не содержит воды. Подъем давления следует производить со скоростью порядка 1 ат в минуту, если на это нет других специальных указаний.

Повышение температуры пара при этом не должно превосходить 5° С в минуту.

По мере повышения давления в паропроводе прямую продувку несколько прикрывают, но совсем дренаж переключают на конденсационный горшок (открывая вентили 13 и 15 и закрывая вентиль 2) только после того, как турбина возьмет нагрузку 10—15% от нормальной.

2. В целях сокращения времени пуска следует одновременно с подъемом давления в паропроводе начать пуск конденсационной установки. Для этого пускают циркуляционные насосы и открывают задвижки на линии охлаждающей воды после и до конденсатора, открыв предварительно краны для выпуска воздуха из водяного пространства конденсатора.

3. Заполняют конденсатор из резервного бака паровое пространство конденсатора до половины высоты водомерного стекла.

4. Пускают конденсатный насос и открывают задвижки на линии конденсата, поступающего на охлаждение эжекторов, и на линии обратной циркуляции.

5. Закрывают вентили 3, 7 и 8 продувки в атмосферу и переключают дренажные линии на конденсатор и дренажные баки, открывая вентили 9, 10 и 17.

6. Заливают конденсатор сифоны подогревателей и эжекторов и дают конденсат на уплотнение атмосферного клапана, на уплотнение вентилей и задвижек, находящихся под вакуумом, в бак для гидравлических уплотнений.

¹ Конкретные данные относятся к схеме турбины с невысокими начальными параметрами пара.

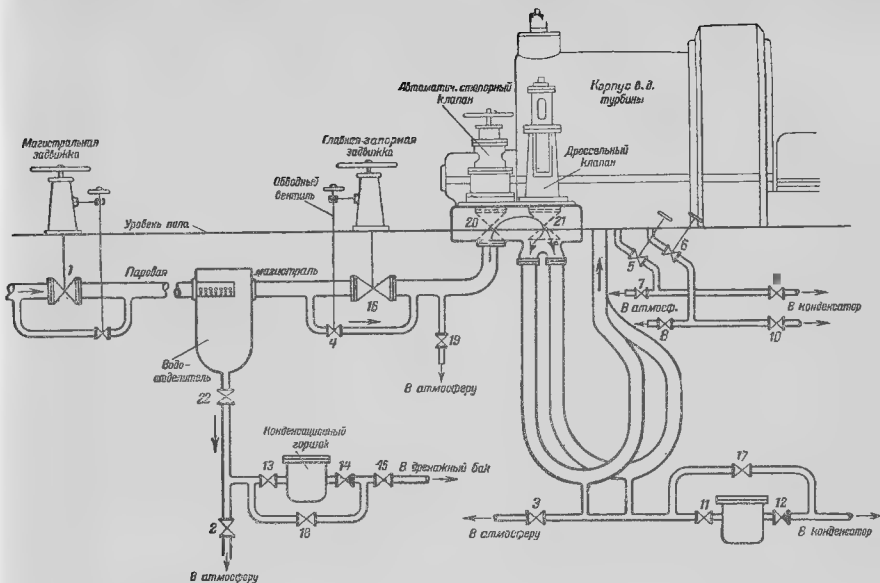


Рис. 7-1. Схема паропроводов и дренажа турбины.

7. Вводят в действие пусковой эжектор и вторые ступени основных эжекторов.

8. Вводят полностью ручное приспособление для изменения числа оборотов (синхронизатор) в начальное положение.

9. Полностью открывают стопорный клапан 20 и убеждаются, что выключающий рычаг предохранительного выключателя не находится в зацеплении.

10. Приоткрывают слегка обвод 4 главной пусковой задвижки, создавая в паровой коробке давление 0,2—0,4 атм, и прогревают ее в течение 10—15 мин, после чего закрывают обвод¹.

11. Пускают вспомогательный масляный насос, прослушивают его в работе, проверяют давление масла по манометру и убеждаются через смотровые стекла, что на все подшипни-

ки поступает масло в достаточном количестве.

Проверяют исправность регулятора безопасности масляного турбонасоса путем повышения числа оборотов на 8—10% выше номинального.

12. Вводят предохранительный выключатель и убеждаются, что при этом регулирующие клапаны поднялись плавно, без рывков. Проверяют по манометру, что давление масла в системе регулирования не ниже 2,5 атм.

13. Проверяют работу стопорного клапана, для чего вручную выбивают предохранительный выключатель. Убедившись в правильной работе стопорного клапана, снова открывают его и взводят предохранительный выключатель.

14. Убедившись, что вакуум составляет не менее 300 мм рт. ст. (если нет других указаний завода-изготовителя турбины), быстро открывают на несколько оборотов обвод 4 главной задвижки, и как только ротор придет во вращение, закрывают обвод и снова его открывают настолько, чтобы ротор вращался с числом оборотов, составляющим около 10%

¹ У небольших турбин обычно не бывает обводного вентиля 4. Тогда прогрев и пуск производят, открывая главную пусковую задвижку, а в некоторых конструкциях — обвод автоматического стопорного клапана.

(7 - 13%) от нормального числа оборотов турбины.

Если при первом открывании обвода давление за дроссельным клапаном превысило 0,5 атм и ротор не тронулся, нужно закрыть обвод и выяснить причины задержки трогания ротора.

15. Как только ротор придет во вращение, немедленно дают пар к уплотнениям и регулируют его так, чтобы из вестовых труб было легкое парение.

Подача пара к уплотнениям при неподвижном роторе не разрешается.

16. Включают в работу первые ступени эжекторов и по достижении вакуума 500 мм рт. ст. останавливают пусковой эжектор

17. После прогрева турбины на малых оборотах в течение 10—15 мин ее «развертывают», т. е. постепенно увеличивают число оборотов (увеличение числа оборотов за 1 мин составляет обычно около 5% от номинального числа оборотов). Критическое число оборотов должно проходиться возможно быстрее.

При появлении вибрации во время развертывания нужно снизить число оборотов до исчезновения вибрации, продержав турбину на этом числе оборотов 5—10 мин и затем снова медленно повышать число оборотов. Если после трехкратного снижения и повышения числа оборотов вибрация не исчезает, пуск турбины нужно прекратить и выяснить причину вибрации (стр. 335).

18. При наличии гидравлических уплотнений у турбины прекращают подачу пара к гидравлическим уплотнениям и дают воду на них, когда число оборотов превысит половину нормального (если это не противоречит инструкции завода-изготовителя).

19. Когда вступит в работу главный масляный насос, что видно по повышению давления масла, постепенно останавливают вспомогательный масляный насос, следя при этом за сохранением давления масла и не допуская понижения давления масла, идущего на смазку, ниже 0,4 атм

20. Как только турбина начнет работать под управлением центробежного регулятора, дроссельный клапан 21, до того открытый полностью, прикрывается. Для проверки работы регулирующего механизма слегка прикрывают вентиль 4, после чего снова его открывают. При этом дроссельный клапан (или словные клапаны, если они имеются) должен соответственно изменять свое положение. После проверки регулирования вентиль 4 открывают полностью.

21. Производят испытание действия предохранительного выключателя.

22. После того как турбина будет синхронизирована (стр. 300), открывают полностью главную задвижку 16, закрывают обводный вентиль 4, прикрывают вентили 5 и 6 (если на дренажных линиях нет ограничительных шайб) и постепенно нагружают турбину.

В случае если турбина должна быть пущена первоначально на выхлоп в атмосферу, вместо пуска конденсационного устройства открывают атмосферный клапан конденсатора и в дальнейшем поступают, как указано в п. 8 и далее.

Воду в маслоохладитель пускают после того, как температура масла достигнет 35 - 40°С, для того чтобы масло имело необходимую вязкость (стр. 310). В противном случае возможен обрыв масляной пленки в подшипниках, вызывающий вибрацию машины.

Пуск холодной турбины

Правильное прогревание турбины перед пуском в ход имеет чрезвычайно важное значение для ее нормальной и безопасной работы. Тепловые деформации деталей, происходящие в турбине при ее нагревании, могут при неумелом обслуживании турбины привести к целому ряду неполадок и аварий. В особенности это относится к мощным агрегатам, работающим с высокими температурами пара.

При выпуске пара в турбину ротор ее прогревается обычно быстрее статора. Поэтому в лопаточном аппарате и уплотнениях должны быть предусмотрены такие зазоры в осевом направлении, которые безопасно допускали бы разность в удлинениях ротора и статора во время пуска турбины. Эта разность в удлинениях достигает тем большего значения, чем быстрее производится пуск турбины, и постепенно уменьшается по мере того, как турбина приходит в установившееся рабочее состояние. Аналогичное явление, только не так резко выраженное, имеет место также при сильных изменениях нагрузки, сопровождающихся перераспределением температур внутри турбины.

Критерием для оценки правильности и достаточности прогрева турбины служит разность температур в различных точках ее корпуса.

В инструкции ЛМЗ по пуску и обслуживанию турбин указывается, что при пуске турбины из холодного состояния разность температур нижней и верхней частей корпуса не должна превышать 35°С, а разность между температурами фланцев и болтов горизонтального разреза не должна превосходить 35 - 40°С. При этом опасным является случай, ког-

да болты холоднее фланцев, так как в этом случае в них возникают громадные напряжения, которые могут повлечь за собой остаточные деформации (вытягивание) болтов, после чего разъем турбины начнет пропаривать, как только температура фланцев и болтов выравняется.

Активные турбины с дисковыми роторами, небольшим числом ступеней и большими зазорами в лопаточном аппарате требуют менее длительного прогрева, чем реактивные турбины, имеющие большое число ступеней и малые зазоры. Существуют конструкции турбин, специально рассчитанные на быстрые и частые пуски; время прогрева таких турбин не превышает 15 мин. Сравнительно быстро прогреваются быстроходные редукторные турбины, имеющие относительно небольшие роторы, а также радиальные турбины. Небольшие активные турбины, предназначенные для привода вспомогательных механизмов, обычно допускают пуск с холодного состояния без предварительного прогрева.

В то же время для турбин высокого давления нередко требуется очень большое время прогрева и дать какие-либо общие указания для этого случая невозможно, так как в зависимости от конструкции турбины и начальных параметров пара время прогрева может колебаться от 1 до 8 ч и больше.

Ввиду массивности фланцев и большой толщины стенок корпуса турбин высокого давления неравномерность прогрева вызывает большие напряжения в стальных болтах и шпильках и может повлечь за собой нарушение плотности разъема корпуса.

Небольшие по размерам и относительно легкие роторы прогреваются и получают удлинение скорее, чем корпус, что при небольших зазорах в проточной части турбин высокого давления грозит опасностью задевания в лопаточном аппарате и уплотнениях.

Поэтому режим прогрева и пуска турбин высокого давления должен быть хорошо отработан заводом-изготовителем и строго соблюдаться в эксплуатации.

Впуск пара в турбину сопровождается его конденсацией при соприкосновении с холодными деталями. Количество получающегося конденсата в крупных машинах очень велико. Рассмотрим следующий пример.

Допустим, что турбина в 25 000 кВт прогревается паром, температура которого в первой ступени равна 200°С, а в выхлопном патрубке 40°С. Вес деталей турбины, подлежащих нагреванию, составляет 100 т, а их температура до прогрева равна 15°С.

Большая часть металла сосредоточена в выхлопном конце турбины; поэтому можно принять, что средняя температура всей массы металла после прогрева составит 100°С.

Следовательно, детали должны быть нагреты на

$$100 - 15 = 85^{\circ}\text{С}.$$

Принимая теплоемкость (см. стр. 14) чугуна равной 0,12 ккал/кг, найдем, что для прогрева должно быть затрачено количество тепла

$$Q = 0,12 \cdot 85 \cdot 100 \cdot 1\,000 = 1\,020\,000 \text{ ккал}.$$

Допуская, что это тепло получается полностью за счет конденсации пара, и приняв теплоту конденсации (парообразования) 1 кг в 525 ккал/кг, получим количество конденсата

$$D = \frac{Q}{125} = \frac{1\,020\,000}{525} = 1\,941 \text{ кг},$$

т. е. около 2 т. Такое количество конденсата, если бы он оставался в турбине, вывело бы из строя лопаточный аппарат и нанесло ряд других повреждений.

Поэтому при пуске турбины очень важно вести внимательное наблюдение за правильной работой дренажных устройств, с тем чтобы ни в одной из частей турбины не образовалось скопления конденсата.

В равной мере это относится и к паропроводам перед турбиной, которые должны быть снабжены надежно действующими конденсационными горшками.

По окончании прогрева турбины, которое должно продолжаться столько времени, чтобы все детали равномерно и симметрично нагрелись, турбину постепенно доводят до нормального числа оборотов, быстро переходя через критические числа оборотов (стр. 96), которые должны быть для данной турбины известны.

Примерный график пуска холодной турбины приведен на рис. 7-2.

Подобный график должен быть для каждой турбины получен от завода-изготовителя или построен экспериментальным путем, причем для турбин низкого и среднего давления это может быть сделано на основе кривой выбега (стр. 320).

Пуск в ход после кратковременного останова

В разделе, посвященном валоповоротным приспособлениям (стр. 108), мы указывали, что при остывании остановленной турбины вал ее приобретает временную кривизну (рис. 7-3), и рассмотрели причины этого искривления вала. Там же были рассмотрены мероприятия, которыми добиваются того, чтобы кривизна вала не достигла пределов, при которых пуск

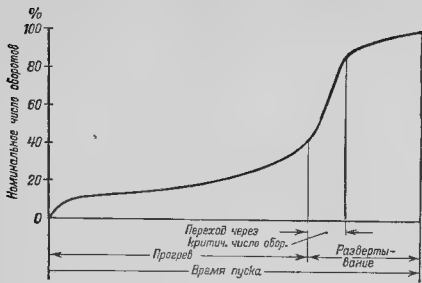


Рис. 7-2. График пуска холодной турбины с умеренными начальными параметрами пара

турбины был бы опасным. Тем не менее при пуске частично остывшей турбины приходится учитывать, что вал ее будет в какой-то степени искривлен, даже если ротор регулярно проворачивали на 180° . Так, для изображенного на рис. 7-4 случая пуск не требует особых предосторожностей только в течение относительно небольших промежутков времени, когда прогиб вала меньше $0,04\text{--}0,05\text{ мм}$. Если же потребовался бы экстренный пуск этой турбины, например через $1\text{ ч } 45\text{ мин}$ после останова, то пришлось бы иметь дело с прогибом вала, равным уже $0,10\text{ мм}$, и нужно было бы прежде всего достичь практического выпрямления вала. Поэтому, как правило, частично остывшая турбина требует при пуске более длительного прогрева на малых оборотах для уменьшения кривизны вала до практически приемлемой величины. Продолжительность прогрева зависит от ряда причин, из которых основные — размеры машины и количество времени, прошедшее с момента ее останова. Необходимо учесть также конструктивные особенности машины, в частности величину аксиальных и радиальных зазоров.

Убедиться в том, как велико искривление вала и можно ли быстро повысить число обо-



Рис. 7-4. Искривление вала во время остывания. В моменты 1, 3 и 5 ротор проворачивали на угол 180°

ротов, проще у тех турбин, у которых конец вала выведен наружу или виден через лобовую крышку переднего подшипника. Если турбина достаточно прогрета и искривление вала невелико, то торцевой конец ротора вращается совершенно ровно, в противном случае он в большей или меньшей степени бьет. Если при повышении числа оборотов возникает вибрация, то необходимо снизить обороты и поднимать их только после дополнительного прогрева турбины.

На рис. 7-5 приведем график, изображающий необходимую длительность прогрева турбины в зависимости от времени, прошедшего с момента ее останова. Этот график приводится нами в качестве общего примера. Подобные графики следует строить на основании опыта для каждой турбины; они позволяют уверенно и безопасно производить ее пуск в минимальное время и с минимальным расходом пара на прогревание.

Большую помощь при пусках турбин могут оказать стационарные приборы, непрерывно указывающие и регистрирующие величину тепловых деформаций турбины, например указатель расширений у новых турбин ЛМЗ (рис. 7-29).

В заключение нужно отметить, что разные турбины различно ведут себя в процессе пус-

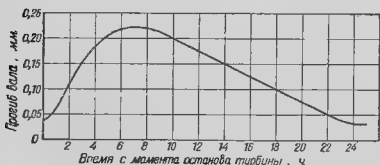


Рис. 7-3. Искривление неподвижного вала турбины по мере ее остывания



Рис. 7-5. Длительность прогрева мощной турбины при $8\text{--}10\%$ от номинального числа оборотов в зависимости от времени, прошедшего с момента ее останова

ка: из двух однотипных машин одна не требует особых предосторожностей при пуске, а другая чрезвычайно чувствительна к малейшим отклонениям от принятого для нее режима пуска. Большую роль при этом играет качество сборки и монтажа машины, а также ее тепловой изоляции.

Первый пуск новой или капитально отремонтированной турбины

Первый пуск вновь смонтированной турбины обычно производится под ответственностью завода-изготовителя и требует от руководящего пускам шеф-монтера или заводского инженера особого внимания и осторожности.

Перед пуском тщательно проверяют правильность присоединения паро-, водо- и маслопроводов, а также всех электрических соединений. Убеждаются в том, что в трубопроводах, воздушных каналах и т. п. не осталось посторонних предметов или грязи. Маслопроводы в течение нескольких часов промывают турбинным маслом. Для этой цели в масляный бак заливают некоторое количество масла и пускают в ход вспомогательный масляный турбонасос. Перед подшипниками устанавливают фильтры из муслина или частой сетки, которые меняют по мере их загрязнения. По окончании промывки масло из бака выпускают; оно может быть в дальнейшем профильтровано и использовано для смазки неотвественных механизмов. По окончании промывки масляной системы в бак заливают масло до необходимого уровня. После пуска турбонасоса часть масла заполнит маслопроводы, подшипники и т. д.; поэтому в масляный бак придется долить масло, чтобы сохранить нужный уровень в нем.

В случае конденсационной турбины конденсационная установка должна быть предварительно испытана отдельно. Если расчетное разрежение (вакуум) не удается создать, то необходимо проверить плотность всех фланцев и присоединений. В первые часы эксплуатации стыки, находящиеся под разрежением, обычно приходится подтягивать, так как обнаруживаются неплотности.

Все шарниры и цапфы регулирующего механизма, а также подшипники, ролики и кулачковые шайбы кулачкового валика (если он имеется) должны быть смазаны турбинным маслом. Все шарнирные соединения регулирующего механизма должны ходить свободно, так как заедание в шарнирах может совершенно расстроить правильное регулирование турбины.

Затем следует открыть все дренажные линии. У турбин с противодавлением нужно

особо проверить, не скопился ли конденсат в выхлопном патрубке. Закончив указанные подготовительные операции, пускают в ход вспомогательный масляный насос и убеждаются, что ко всем подшипникам поступает в достаточном количестве масло и что в подводящих маслопроводах установилось нужное давление.

Следует убедиться также в том, что сервомоторы регулирующих клапанов хорошо заполнены маслом и в них не образовалось воздушных мешков; для этого открывают пробки в верхних крышках цилиндров сервомоторов и выпускают через них воздух до появления масла.

Далее проверяют, открыты ли дренажи паропровода свежего пара перед главным пусковым клапаном турбины, и, убедившись, что в паропроводе нет воды, выпускают в паропровод пар.

Затем в случае конденсационной турбины должны быть пущены циркуляционные и конденсатные насосы и воздушные эжекторы, а дренажные линии ступеней низкого давления турбины, не присоединенные к конденсатору, должны быть закрыты.

После того как в конденсаторе создано нужное разрежение, открывают пусковой клапан турбины настолько, чтобы ротор тронулся с места и начал медленно вращаться. С этого момента дают в лабиринты уплотняющий пар. При водяных уплотнениях по достижении нужного числа оборотов турбины выпускают уплотняющий конденсат.

При первом пуске турбину следует длительно прогревать на малом числе оборотов. В течение этого времени нужно внимательно прослушивать турбину и наблюдать, не появляются ли вибрации, стуки и необычные шумы. Если будет услышан шум, указывающий на внутреннее заедание, число оборотов следует немедленно снизить до исчезновения шума. Если шум не исчезает или при новом повышении числа оборотов снова появляется, турбину нужно остановить. Новый пуск ее допустим только после выяснения и устранения причины шума.

После того как турбина достаточно прогрелась на малом числе оборотов, можно постепенно увеличивать число оборотов, непрерывно прослушивая и наблюдая турбину. Повышение числа оборотов должно производиться очень медленно и осторожно. Длительность прогрева и повышения числа оборотов не может быть точно указана ввиду различия в конструкциях турбин, но во всяком случае она должна быть большой.

Как только температура масла при выходе из подшипников достигнет 40°C , нужно пустить воду в маслоохладитель. Вакуум в конденсаторе следует углубить до возможного предела.

Если турбина работает спокойно, можно поднять число оборотов до номинального.

Убедившись, что турбина устойчиво управляется скоростным регулятором, нужно проверить действие предохранительного выключателя сначала от руки, затем повышением числа оборотов. В случае если предохранительный выключатель не сработает, необходимо изменить его регулировку и провести испытание повторно. Проверку повышения числа оборотов и регулировку нужно повторять до тех пор, пока предохранительный выключатель не начнет работать абсолютно надежно и правильно.

После работы на холостом ходу при нормальном числе оборотов в течение получаса турбину следует остановить. Подшипники, червячная передача и зубчатая передача (у редукторных турбин) должны быть вскрыты и тщательно осмотрены. Если все окажется в порядке, то турбину можно снова пустить в ход уже несколько более ускоренным темпом. Если же окажутся необходимыми и будут произведены переустановка или подшавривание подшипников, то вторичный пуск проводят таким же образом, как и первый.

После того как пробные пуски дали удовлетворительный результат и все дополнительные монтажные работы (монтаж тепловой изоляции, облицовки и т. п.) окончены, можно пачать осторожно нагружать турбину, если, конечно, генератор к этому времени уже высушен. Сушка генератора требует в зависимости от его мощности и состояния от нескольких часов до нескольких суток, в течение которых агрегат вращается на холостом ходу. При этом необходимо наблюдать за температурой выхлопной части турбины и при чрезмерном ее повышении соответствовать снижению число оборотов¹.

Перед включением на нагрузку электрики должны тщательно проверить правильность включения и исправность всей защитной и включающей аппаратуры генератора.

С момента включения турбогенератора на нагрузку начинается период пробной эксплуатации, в течение которого турбина работает в условиях обычного режима нагруз-

ки, но под особо тщательным наблюдением. Мощные турбины по окончании пробной эксплуатации обычно останавливают, чтобы еще раз вскрыть и осмотреть подшипники и уплотнения.

Особенности пуска блоков котел — турбина с прямоточными котлами

Прямоточные паровые котлы получают все большее распространение по мере повышения начальных параметров пара на электростанциях. При параметрах пара выше критических (225 атa и 374°C) применение прямоточных котлов становится неизбежным. Особенностью этих котлов является то, что у них нет барабанов, в которых давление пара могло бы по мере разогрева котла при пуске нарастать до номинального значения, после чего только открывался бы доступ пара в турбину. В прямоточном котле циркуляция воды внутри котельного агрегата без выдачи пара наружу, как у барабанных котлов, невозможна (или очень ограничена). Питательная вода, подаваемая питательным насосом 1 (рис. 7-6) в змеевики прямоточного котла 2, будет выходить из них в процессе разогрева котла в виде пароводяной смеси, направить которую в турбину 5 нельзя. Поэтому при пуске котла топку зажигают, осуществляя циркуляцию воды мимо турбины по контуру котел 2 — сепаратор 3 — конденсатор 4 — конденсатный насос 6 — питательный насос 1. При этом клапан 6 должен быть закрыт, а клапан 7 открыт.

По мере прогревания котла температура и давление выдаваемого пара постепенно возрастают. Одновременно увеличивается подача питательной воды и топлива. При паропроизводительности около 30% номинальной прямоточный котел начинает устойчиво работать без существенных колебаний давления и температуры выдаваемого пара. По достижении этого уровня нагрузки и заданной температуры пара специальный автоматический регулятор

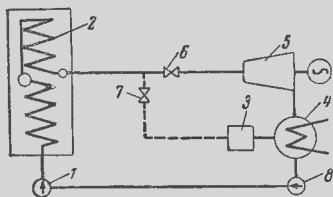


Рис. 7-6. Принципиальная схема блока прямоточный котел — турбина.

¹ В некоторых случаях для охлаждения выхлопного патрубка турбины на холостом ходу в отработавший пар вбрызгивают конденсат.

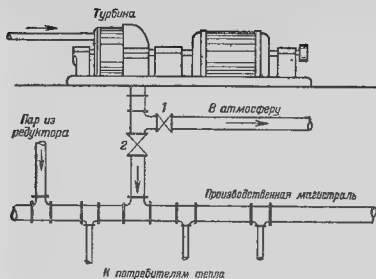


Рис. 7-7. Схема включения турбины с противодавлением

тор должен перекрыть паропровод, байпасирующий турбину, и направить пар в ее паровые распределительные органы. Турбина постепенно повышает число оборотов до номинального и после соответствующего прогрева принимает нагрузку.

При сбросе нагрузки турбины, работающей в блоке с прямоточным котлом, автоматический регулятор должен открыть байпасный паропровод и направить пар мимо турбины в конденсатор через сепаратор и парохладительное устройство. В связи с этим к конструкции парораспределительных органов и конденсаторов турбин, предназначенных для работы в блоке с прямоточными котлами, предъявляются несколько другие требования, чем при работе с барабанными котлами.

Особенности пуска теплофикационных турбин

Пуск турбины с отбором пара производится в основном таким же образом, как и пуск чисто конденсационной турбины. Регулирующие клапаны части низкого давления (регулирование отбора) должны быть полностью открыты, регулятор давления выключен и задвижка на линии отбора закрыта. Очевидно, что при этих условиях любая турбина с отбором пара работает как чисто конденсационная и может быть пущена в ход описанным выше порядком. Однако следует обратить особое внимание на те дренажные линии, которых нет у конденсационной турбины, в частности, на дренаж линии отбора и предохранительного клапана.

В течение всего времени, пока в камере отбора давление ниже атмосферного, эти дренажные линии должны быть открыты на конденсатор.

После того как турбина с отбором пара развернута до полного числа оборотов, гене-

ратор синхронизирован, включен на сеть и принята некоторая нагрузка, можно включить в работу регулятор давления и медленно открывать запорную задвижку на линии отбора. С этого момента регулятор давления вступает в действие и должен поддерживать желаемое давление отбора. У турбин со связанным регулированием скорости и отбора переход от чисто конденсационного режима к работе с отбором пара обычно сопровождается только небольшим колебанием нагрузки.

Однако при включении регулятора давления нужно тщательно следить за тем, чтобы перепускные клапаны не закрылись сразу полностью, так как это создаст в камере отбора резкое повышение (толчок) давления, которое может вызвать аварию турбины.

У турбин с несвязанным регулированием каждый из регуляторов получает импульс под влиянием действия другого регулятора. Поэтому колебания нагрузки в момент перехода на работу с отбором пара могут быть более значительными.

Пуск турбины с противодавлением обычно производится на выхлоп в атмосферу, для чего выхлопной клапан 1 (рис. 7-7) предварительно открывают от руки при закрытом клапане 2. В остальном руководствуются изложенными выше правилами пуска конденсационных турбин.

Переключение с работы на выхлоп на работу с противодавлением (на производственную магистраль) обычно производится по достижении турбиной нормального числа оборотов. Для переключения сначала постепенно прикрывают выхлопной клапан 1, чтобы создать за турбиной противодавление, несколько превышающее противодавление в производственной магистрали, на которую будет работать турбина, а затем медленно открывают клапан 2 этой магистрали. Клапан 1 должен быть полностью закрыт к тому моменту, когда клапан производственной магистрали будет открыт полностью. Регулятор давления включают после того, как турбина примет небольшую тепловую нагрузку, а генератор будет присоединен к сети; включение обычно удобнее производить в момент, когда противодавление несколько ниже нормального.

С момента, когда в выхлопном патрубке установится желаемое противодавление, скоростной регулятор выключается и турбина начинает работать по тепловому графику под управлением регулятора давления.

Скоростной регулятор с этого момента начинает играть роль предохранительного регулятора и вступает в действие только при раз-

гоне турбины, а постоянство числа оборотов поддерживается взаимодействием между генераторами, работающими на одну и ту же сеть.

Иногда турбины с противодавлением (в частности, предвключенные турбины) пускают прямо на противодавление. В этом случае первоначальный прогрев турбины производится со стороны выхлопного патрубка ее путем открытия обвода на клапане 2 (рис. 7-7); при этом предполагается, что в паропровод за клапаном 2 пар поступает от других машин или через редуктор. Затем уже дается, как обычно, толчок машине и производятся прогрев ее и развертывание при помощи свежего пара. Операции по прогреву и развертыванию турбины должны вестись при этом с большой осторожностью.

Переход через критическое число оборотов

При пуске турбины с гибким валом, критическое число оборотов которой лежит ниже рабочего числа оборотов, обязательно приходится переходить через области критических чисел оборотов; при этом неизбежна небольшая вибрация турбины.

Основным правилом развертывания турбины является быстрый переход через критическое число оборотов. Ни в каком случае не следует задерживать вращение ротора турбины в области критических чисел оборотов. Если это условие соблюдено, то развертывание любой хорошо уравновешенной турбины с гибким валом проходит без осложнений.

У турбин с жесткими валами также наблюдаются легкие вибрации, но при числах оборотов, меньших критического числа в целое число раз (в 2, 3, 4 раза); этому соответствуют резонансы колебаний второй, третьей, четвертой кратности. Как правило, амплитуда вибраций будет тем меньше, чем выше кратность.

Иногда при пуске турбины наблюдаются вибрации на числах оборотов, отличающихся от критического. Причиной таких вибраций является упругость масляного слоя, на котором лежит вал в подшипниках. Интенсивность этих вибраций зависит от величины зазоров в подшипниках и от вязкости масла, а не от собственного числа колебаний или конструкции вала. Подобные вибрации часто наблюдаются у турбин, имеющих жесткие валы с рабочим числом оборотов 1500 об/мин, во время пуска при холодном масле. Уменьшением радиальных зазоров в верхних половинах вкладышей обычно можно снизить амплитуду колебаний до безопасной величины. О влиянии температуры масла см. стр. 313.

Синхронизация и принятие нагрузки

После того как турбина развернута до номинального числа оборотов, нужно проверить действие приспособления для изменения числа оборотов (синхронизатора) от руки и дистанционно со щита управления. Убедившись, что оно работает исправно, можно включать генератор на сеть, помня, что работать длительное время без нагрузки турбина не должна во избежание чрезмерного нагрева части низкого давления. Если на данную сеть не работает какой-либо другой генератор, то включение осуществляется очень просто. Включают возбуждение генератора, доводят его напряжение до нормального и включают главный масляный выключатель, после чего поочередно включают масляные выключатели фидеров, передающих энергию к потребителям.

Иначе обстоит дело, когда генератор подключается к сети, на которую уже работают другие генераторы. Включение на параллельную или, как говорят, синхронную¹ работу с другими генераторами должно быть произведено в момент, когда на напряжение подключаемого генератора равно напряжению в сети, число периодов в секунду (частота) подключаемого генератора одинаково с частотой уже работающих на сеть генераторов (т. е. с частотой сети) и имеет место совпадение фаз напряжения в сети и напряжения подключаемого генератора.

Равенство напряжений определяется по показаниям вольтметров, установленных на распределительном щите и указывающих действительные значения напряжений подключаемого генератора и сети. В случае, если показания вольтметров различны, то напряжение генератора подгоняют к напряжению сети, соответствующим образом регулируя возбуждение генератора.

Как известно, напряжение на зажимах (выводах) генератора переменного тока непрерывно изменяется; оно увеличивается от нуля до некоторого максимального положительного значения, затем уменьшается до нуля, после чего принимает отрицательное значение и, достигнув определенной величины, опять падает до нуля и т. д. Графически эти изменения изображаются кривой, по форме близкой к синусоиде (рис. 7-8). Время, в течение которого напряжение проходит все свои положительные и отрицательные значения, на-

¹ Слово «синхронный» означает «совпадающий по времени».

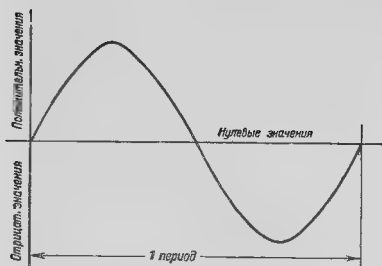


Рис. 7-8. Кривая изменения напряжения за один период.

зывается периодом, а число периодов в секунду — частотой. Обычно применяется частота, равная 50 *пер/сек*.

Частота определяется выражением

$$\frac{pn}{60},$$

где p — число пар полюсов генератора;

n — число оборотов в минуту;

60 — число секунд в минуте.

Следовательно, равенство частот работающего и подключаемого генераторов будет иметь место при условии, что

$$\frac{pn}{60} = \frac{p_1 n_1}{60}.$$

Это значит, что при равном числе полюсов работающего и подключаемого генераторов, т. е. $p = p_1$, должны быть равны и числа их оборотов, т. е. $n = n_1$. Таким образом, для получения близкого совпадения частот число оборотов подключаемого генератора должно быть возможно точно доведено до числа оборотов работающего генератора.

При большем числе полюсов у работающего генератора число оборотов подключаемого должно быть соответственно больше, и наоборот.

После того как равенство напряжений и близость частот достигнуты, нужно уловить момент совпадения фаз напряжения в сети и напряжения подключаемого генератора и включить генератор именно в этот момент. Это условие требует некоторого пояснения.

Известно, что напряжение в сети, к которой мы должны подключить генератор, изменяется по кривой, аналогичной изображенной на рис. 7-8. Практически почти неизбежно, что напряжение генератора, уже работающего на сеть, и напряжение подключаемого генератора, даже имея равные амплитуды, окажутся

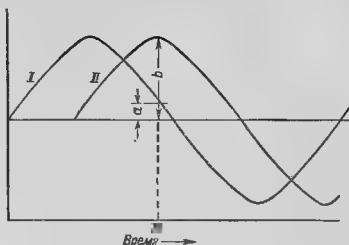


Рис. 7-9. Сдвиг напряжений по фазе
I — напряжение сети; II — напряжение подключаемого генератора

сдвинутыми по фазе, т. е. будут достигать каждого из своих мгновенных одинаковых значений разновременно (рис. 7-9). Если мы при этом условии соединим в момент M генераторы для параллельной работы, то между зажимами генераторов окажется разность потенциалов, равная $(b - a)$, и через обмотки пойдет ток, который может оказаться даже больше тока короткого замыкания. Указанная разность потенциалов будет изменяться по величине примерно так, как показано на рис. 7-10. На этой фигуре кривая e_1 изображает напряжение работающего на сеть генератора, кривая e_2 — напряжение подключаемого генератора, а кривая e_p — равнодействующее напряжение, которое получается от взаимодействия e_1 и e_2 .

Задача состоит в том, чтобы подключить генератор в такой момент, когда его напряжение и напряжение уже работающего на сеть генератора достигнут своих максимальных значений одновременно, будучи при этом равными и взаимно противоположными¹.

В этот момент результирующее напряжение e_p будет равно нулю, и включение может быть произведено совершенно безопасно.

Рассматривая диаграмму, представленную на рис. 7-10, мы видим, что кривые e_1 и e_2 , имея равные амплитуды, постепенно сдвигаются одна относительно другой. Этот сдвиг вызывается некоторой разностью в числе оборотов генераторов, которая практически всегда имеет место до включения на параллельную работу. Соответственно изменяется и амплитуда кривой e_p , которая достигает своего

¹ При этом упомянутые напряжения, будучи взаимно противоположными во внутренней цепи (в обмотках машин), совпадут по фазе по отношению к внешней цепи тока (сборным шинам).

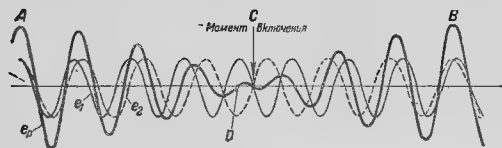


Рис. 7-10. Кривая равнодействующего напряжения

максимального значения в моменты совпадения одноименных значений e_1 и e_2 (точки A и B).

Своего нулевого значения e_r достигает в моменты одновременности равных, но противоположных значений e_1 и e_2 (точка D) или одновременно нулевых значений (точка C).

Таким образом, приключать генератор можно в моменты, соответствующие точкам C и D . Для определения этих моментов между соединяемыми шинами включают электрические лампы, называемые фазовыми лампами (рис. 7-11). Ток, проходящий в этих лампах, вызывается равнодействующим напряжением e_r . Очевидно, что в соответствии с изменениями e_r будет изменяться накал фазовых ламп, которые будут ярко светиться в моменты, соответствующие точкам A и B , и постепенно погасать с уменьшением e_r . При этом, чем ближе совпадают скорости вращения генераторов, тем продолжительнее будут периоды вспышки и затухания фазовых ламп, так как тем реже будет иметь место совпадение фаз e_1 и e_2 . Схема параллельного соединения двух трехфазных генераторов с включением фазовых ламп показана на рис. 7-12. Как видно из этой схемы, обе фазовые лампы при включении выключателей B_3 и B_4 будут вспыхивать одновременно.

Фазовые лампы не дают возможности точно уловить момент, когда e_r становится равным нулю, так как они перестают светиться уже с того момента, когда e_r становится недостаточным для их накала, но имеет еще существенную величину. Поэтому в параллель к фазовым лампам обычно приключают вольтметр, по которому можно более точно наблюдать разность потенциалов между соединяемыми шинами. В таком случае включение генератора производят в момент, когда вслед за потуханием фазовой лампы стрелка вольтметра займет нулевое положение. Предварительно добиваются возможно более продолжительных периодов затухания и потухания фазовых ламп, регулируя от руки или со щита число оборотов приключаемого генератора по-

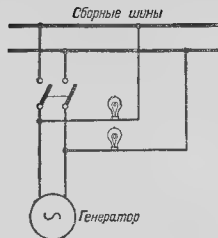


Рис. 7-11. Схема включения фазовых ламп «на темноту».

средством приспособления для изменения числа оборотов турбины (синхронизатора)

Кроме описанного способа включения «на темноту», применяется иногда включение «на свет», т. е. включение в момент полного накала фазовых ламп. Для осуществления этого метода провода фазовых ламп должны быть перекрещены (рис. 7-13), вследствие чего фазы сдвинутся на 180° .

На практике для синхронизации часто пользуются специальными приборами — синхроскопами, включение которых произведено таким образом, что позволяет судить не только о моменте совпадения фаз напряжения генераторов, но и о том, вращается ли включаемый генератор быстрее или медленнее уже работающего; это облегчает и ускоряет процесс синхронизации.

После того как генератор включен на параллельную работу, сдвига фаз про-

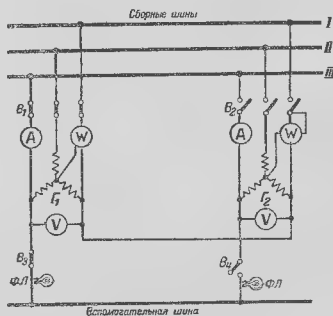


Рис. 7-12. Схема включения двух генераторов на параллельную работу

A — амперметр, V — вольтметр, W — ваттметр; $\Phi Л$ — фазовые лампы, B_1, B_2, B_3, B_4 — выключатели; G_1 — генератор, работающий на сети; G_2 — приключаемый генератор.

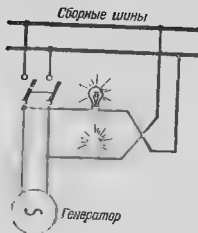


Рис. 7-13. Схема включения фазовых ламп «на свет»

пойти уже не может¹, так как между работающими в параллель генераторами устанавливается особая взаимная связь. Если один из генераторов по какой-либо причине начнет отставать на небольшой угол поворота ротора, то другой генератор немедленно посылает в его якорь дополнительный ток, который создаст дополнительный крутящий момент, подгоняющий отставший генератор; одновременно этот ток явится дополнительной нагрузкой (тормозом) для обгоняющего генератора.

Сила $F_{\text{синх}}$, создающая этот дополнительный крутящий момент $M_{\text{доп}}$, называется синхронизирующей силой:

$$M_{\text{доп}} = F_{\text{синх}} R,$$

где R - радиус приложения этой силы (радиус якоря).

Указанное явление хорошо иллюстрирует следующая механическая аналогия. Допустим, что две турбины вращаются в одном направлении два маховика A и B , соединенных пружиной P (рис. 7-14). Если скорость вращения маховиков совершенно одинакова, то пружина P не будет испытывать закручивания и передавать маховикам какого-либо усилия. Если же один из маховиков начнет отставать на некоторый угол, то произойдет закручивание пружины, которая при этом будет стремиться подогнать отстающий маховик и задержать ушедший вперед. Описанное свойство параллельной работы имеет большое значение в практике эксплуатации паровых турбогенераторов, так как из него вытекают методы принятия нагрузки и ее распределения между работающими в параллель машинами.

Для того чтобы генератор принял нагрузку, нужно увеличить поступление пара в тур-

бину (увеличить мощность, передаваемую ротору генератора). Изменяя только возбуждение генератора, нельзя увеличить его нагрузку, так как под действием синхронизирующей силы числа оборотов всех работающих в параллель генераторов остаются неизменными и регулятор скорости турбины не может воздействовать на ее парораспределительные органы в сторону увеличения притока пара. Поэтому приходится воздействовать на регулирующий механизм турбины посредством приспособления для изменения числа оборотов (синхронизатора) и этим вызывать добавочное открытие паровпускных клапанов. В соответствии с возрастающей мощностью турбины будет возрастать и ее нагрузка при сохранении синхронного числа оборотов.

Изменяя возбуждение генератора, можно увеличить кажущуюся нагрузку машины. Увеличивая возбуждение, мы увеличиваем силу тока (число ампер) генератора, но одновременно соответственно уменьшится угол сдвига фаз, так что произведение $VI \cos \phi$ останется неизменным. В результате в обмотке статора перевозбужденной машины будет протекать добавочный «бесваттный ток», который будет дополнительно нагревать обмотку. Как правило, возбуждение параллельно работающих генераторов регулируют так, чтобы их фазометры, установленные на распределительном щите, давали одинаковые показания.

Нагрузку включенный в сеть турбогенератор нужно постепенно, учитывая следующее обстоятельство.

Во время прогрева часть высокого давления турбины принимает температуру более низкую, чем при нормальной работе, а часть низкого давления — высокую, так как

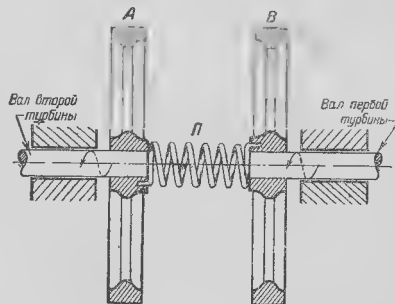


Рис. 7-14. Механическая аналогия параллельной работы генераторов

¹ Разумеется, за исключением аварийных случаев

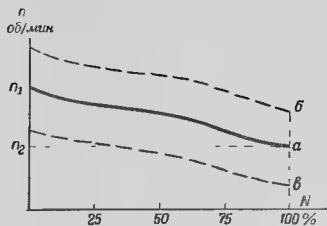


Рис. 7-15. Статическая характеристика регулирования

вся турбина омывается паром примерно одинаковой температуры. В момент включения турбины в работу температура в части высокого давления резко поднимается, а в части низкого давления падает. Диски, имеющие большую поверхность соприкосновения с паром, изменяют свою температуру быстрее, чем вал, на котором они сидят; в результате происходит расширение дисков высокого давления и некоторое ослабление их посадки на валу.

Поэтому нагружать турбину следует постепенно, в соответствии с указаниями завода-изготовителя, если таковые имеются, и убавлять нагрузку в случае появления ненормальной вибрации. Обычно нагрузку увеличивают примерно на 5% от номинальной мощности в минуту.

В дальнейшем, при работе турбины, колебания нагрузки вызывают перераспределение общего теплоперепада, а следовательно, и изменение температур по ступеням давления, т. е. вдоль оси вала; эти колебания температур обычно не оказывают неблагоприятного влияния на работу турбины при условии, что она уже хорошо прогрелась.

После того как нагрузка принята, нужно отрегулировать отвод пара из уплотнения стороны высокого давления турбины, так как в это уплотнение будет поступать пар из корпуса турбины.

Для снижения нагрузки турбогенератора нужно поступать в порядке, обратном вышеуказанному, т. е. воздействовать на регулирующий механизм турбины в сторону уменьшения поступления пара в нее.

Выше (стр. III) мы установили, что каждой нагрузке отдельно работающей турбины при неизменном положении приспособления для изменения числа оборотов (синхронизатора) соответствует определенное число оборотов, а разность между наибольшим и наименьшим числами оборотов, отнесенная к среднему числу оборотов, называется сте-

пенью неравномерности регулирования.

Если мы отложим по оси абсцисс нагрузку турбины, а по оси ординат — числа оборотов, то зависимость между ними определится плавной кривой, которая называется статической характеристикой с регуляцией (кривая а на рис. 7-15).

Чем больше степень неравномерности регулирования турбины, тем больше будет наклон статической характеристики ее регулирования.

Воздействуя на синхронизатор, мы можем в известных пределах перемещать статическую характеристику параллельно себе вверх или вниз от среднего положения, что показано пунктирными кривыми б и в на рис. 7-14, соответствующими двум крайним положениям синхронизатора.

При параллельной работе двух турбин с различными статическими характеристиками распределение нагрузки между ними может быть установлено любое, но при колебаниях нагрузки в системе каждая из них будет разгружаться или нагружаться определенным образом в зависимости от вида статических характеристик регулирования.

Допустим, что статические характеристики регулирования двух турбин А и Б одинаковой мощности представлены кривыми а и б (рис. 7-16).

Поскольку турбины работают параллельно, числа оборотов их (при одинаковом числе полюсов генераторов) должны быть строго одинаковы. Проведя от точки, соответствующей числу оборотов в данный момент (например, 3000 об/мин), прямую параллельно оси абсцисс до пересечения со статическими характеристиками и опустив из точек пересечения перпендикуляры на оси абсцисс, мы увидим, что нагрузки турбины неодинаковы. Нагрузка турбины А будет больше, чем турбины Б.

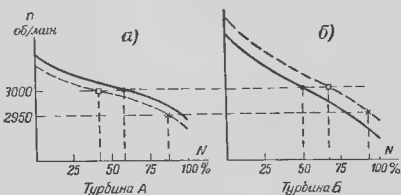


Рис. 7-16. Распределение нагрузки между параллельно работающими турбогенераторами с различными статическими характеристиками регулирования.

Если мы теперь при помощи синхронизатора сместим характеристику турбины *A* вниз, а характеристику турбины *B* вверх, то при прежнем числе оборотов и прежней общей нагрузке получим нагрузку у турбины *B* больше, чем у турбины *A* (см. пунктирные кривые на рис. 7-16).

Однако, если при колебаниях нагрузки синхронизаторы остаются в неизменном положении, то, очевидно, колебания нагрузки не могут распределяться между турбинами произвольно. Допустим, что нагрузка в системе внезапно возросла и это привело к снижению числа оборотов в системе до 2950 *об/мин*. Тогда машины *A* и *B* нагрузятся совершенно определенным образом, причем машина *A* с более пологой статической характеристикой нагрузится больше, чем машина *B*, имеющая более крутую характеристику.

Следует отметить, что статическая характеристика регулирования должна всегда иметь вид кривой, все время ниспадающей с увеличением нагрузки; ни в какой части ее не должно быть горизонтальных (а тем более поднимающихся) участков. Характеристика с такими участками явно неудовлетворительна, так как в пределах горизонтального участка характеристики нагрузка турбины может самопроизвольно изменяться, что делает работу ее неустойчивой. Причину этого нетрудно понять, подставив такую характеристику вместо характеристик *a* или *b* на рис. 7-15. Устойчивая работа турбины обеспечивается только в том случае, если характеристика ее однозначна, т. е. каждой нагрузке соответствует одно определенное число оборотов.

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБИНЫ ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ

Общие указания

Длительная безаварийная и экономичная работа турбины возможна только при внимательном и умелом ее обслуживании. Это условие не менее важно, чем хорошая конструкция или правильный монтаж агрегата. Тяжелые последствия, которые обычно связаны с выходом из строя мощного турбогенератора, вызывающим отключение большого числа потребителей электроэнергии, не говоря уже о сложности и высокой стоимости ремонта машины, привели к тому, что современная турбина имеет ряд автоматических приспособлений, останавливающих турбину в случае опасности или сигнализирующих о возникшем отклонении от нормального режима. К таким приспособлениям относятся уже рассмотренные нами в этой книге предохранительные выключатели, паро-

масляные реле, вакуум-реле и др., а также специальные приборы, регистрирующие и указывающие температурные деформации корпуса и ротора турбины, интенсивность вибраций и шума и т. д. Однако эти приспособления, несмотря на всю их полезность, не могут пока еще полностью заменить машиниста, а являются только его помощниками. Своевременное вмешательство опытного и внимательного машиниста во многих случаях может предупредить такую аварию, при которой обычные автоматические приспособления окажутся недействительными.

Первая из обязанностей машиниста - это поддерживать абсолютную чистоту обслуживаемой установки. Машинист должен своевременно обнаружить утечки масла, пара или конденсата и немедленно принять меры к их устранению.

На машине нигде не должно быть пыли, масляных пятен или ржавчины. При обтирании турбины не следует пользоваться концями, ветошью или паклей, так как отдельные хлопья или нитки могут попасть в шарниры регулирующего механизма или в масляную систему и послужить причиной аварии. Вытирать турбину разрешается только чистыми тряпками с подрубленными краями, соблюдая все правила техники безопасности.

Характер шума, издаваемого турбиной, должен служить для опытного машиниста показателем ее состояния, так же как и вибрации, наблюдаемые во время работы турбины.

Всякое изменение нормального ровного и мягкого шума турбины, к которому должно привыкнуть ухо машиниста, появление металлических стуков, звона или ударов указывают на наличие внутренних задеваний и требуют немедленных мер, вплоть до останова и вскрытия машины для выяснения их причины.

Наконец, внимательное наблюдение за контрольно-измерительными приборами и регулярное записывание их показаний через установленные интервалы времени дают машинисту возможность делать выводы о режиме рабочего процесса и своевременно вносить в него нужные коррективы или принимать меры к устранению обнаруженных ненормальностей.

Ниже мы рассмотрим важнейшие моменты обслуживания турбины по отдельным элементам установки.

Паропроводы

Кроме обычных правил эксплуатации паропроводов, нужно иметь в виду два условия, имеющих большое значение для правильной

работы турбинной установки.

Первое из них заключается в том, что паропровод свежего пара, идущий из котельной к турбине, должен быть смонтирован и содержаться так, чтобы ни при каких условиях на турбину не передавались усилия, вызываемые тепловым удлинением паропровода.

Все компенсаторы и опоры паропровода пужно регулярно осматривать и предупреждать появление каких либо засаданий или ослабления крепления опор. В противном случае могут возникнуть перекосы корпуса турбины, вызванные односторонней нагрузкой на него со стороны паропровода, а как следствие их — ненормальные вибрации машины и даже поломка отдельных деталей.

Второе требование к обслуживанию паропровода — это постоянное наблюдение за состоянием его изоляции. Для контроля могут служить термометры, которые имеются у места выхода пара из пароперегревателя и у стопорного клапана турбины. Сравнивая показания термометров в котельной и перед турбиной, нетрудно установить состояние изоляции паропровода; ненормально большая разность температур укажет, что изоляция требует улучшения.

Особое внимание нужно уделять дренажу паропровода. Конденсационные горшки необходимо проверять через регулярные промежутки времени. Проходные сечения в них обычно очень малы (несколько миллиметров диаметром); поэтому вполне возможно их засорение частицами котельной накипи или кусочками окалины, в особенности после ремонта, произведенного в котельной или на линии паропровода. При неудовлетворительном дренаже паропровода возможно скопление конденсата, следствием которого явится опасный для турбины гидравлический удар; следует иметь в виду, что водоотделитель перед турбиной может несколько ослабить этот удар, но не предотвратить его полностью.

Конденсационные горшки должны быть плотными, и утечки пара через них недопустимы.

Качество пара

Пар, поступающий к турбине, должен не только иметь установленные параметры (температуру, давление), но и быть чистым, т. е. не содержать влаги, окалины, котельной накипи, химикатов или других примесей.

При работе грязным паром лопатки турбины быстро изнашиваются вследствие эрозии и коррозии (стр. 355), а проходные сечения меж-

ду ними забиваются отложениями, выпадающими из пара; в результате экономичность и мощность турбины снижаются, а осевые давления возрастают. При больших и неравномерных отложениях иакипи на лопатках может возникнуть вибрация турбины вследствие нарушения уравновешенности ротора.

Большую опасность представляет работа паром, содержащим кислоты, что может иметь место на фабрично-заводских электростанциях при химических, сахарных, бумажных и подобных предприятиях, у которых в котельную установку иногда поступает загрязненный конденсат из производственных аппаратов. Разъедание лопаток и других внутренних частей турбины может при этих условиях происходить быстрыми темпами.

Вообще говоря, правильная подготовка питательной воды и сепарация (удаление влаги) пара имеют для машинного зала не меньшее значение, чем для котельной.

Особенно высокие требования должны предъявляться к чистоте питательной воды прямоточных паровых котлов, так как все имеющиеся в воде примеси, которые в обычных котлах концентрируются в их барабанах, в прямоточном котле должны или осесть на поверхность его трубок или быть вынесенными с паром в турбину и осесть на ее лопатках

Уплотнения

Лабиринтовые концевые уплотнения конденсационных турбин, как мы уже знаем (стр. 80), со стороны низкого давления уплотняются паром, подводимым по специальному паропроводу. Из уплотнений со стороны высо-

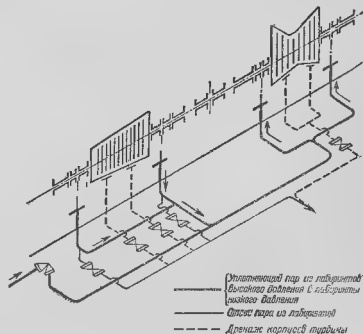


Рис. 7-17. Схема трубопроводов к уплотнениям двухкорпусной турбины.

кого давления, а также из уплотнений турбин с противодавлением приходится отсасывать пар. Обычная схема трубопровода к уплотнениям приведена на рис. 7-17. Подвод и отсос пара в большинстве случаев регулируются от руки машинистом посредством вентилей.

При изменениях нагрузки происходит перераспределение давлений внутри турбины, вследствие чего изменяется давление пара, поступающего в уплотнение со стороны высокого давления. Для конденсационной турбины с взаимно соединенными уплотнениями это означает, что в уплотнение со стороны низкого давления начнет поступать или слишком много уплотняющего пара, или же недостаточное количество его для предупреждения засасывания воздуха. Следовательно, машинист должен при каждом изменении нагрузки наблюдать за струйками пара, выходящего из вестовых труб, и регулировать соответствующим образом вентиль подвода свежего пара или вентиль отсоса.

Регулирующий механизм

Ротор паровой турбины, в особенности быстроходной, и ротор генератора имеют относительно небольшую массу, а следовательно, и небольшую инерцию.

Очевидно, что чем меньше инерция ротора, тем быстрее данный двигатель меняет число оборотов в случаях нарушения соответствия между подводимой к двигателю энергией и нагрузкой.

При работе паровой турбины ее регулирующий механизм переставляет парораспределительные органы в соответствии с изменениями нагрузки. Однако с момента получения регулятором импульса, вызванного изменением режима работы, до момента, когда

закончится перестановка парораспределительных органов в новое положение, неизбежно проходит некоторое время. При медленной работе регулирующего механизма и резком снижении нагрузки за это время в турбину может попасть такое излишнее количество пара, которое повлечет ее разгон.

Поэтому с точки зрения безопасности и надежности эксплуатации турбины состояние ее регулирующего механизма имеет исключительное важное значение.

Регулирование турбин высокого давления должно отвечать особенно высоким требованиям.

1. Скорость действия регулирующего механизма должна быть более высокой, чем у турбин нормального давления, так как время разгона у турбин высокого давления меньше из-за меньшей инерции роторов, имеющих небольшие размеры.

2. Мощность сервомоторов должна быть больше, так как больше усилия, необходимые для перемещения клапанов.

3. Плотность регулирующих и стопорных клапанов должна быть очень высокой и сохраняться при колебаниях температуры, так как иначе регулирование может не удержать турбину от разгона при сбросе нагрузки.

Из принципа действия регулятора скорости следует, что он не может сохранять число оборотов турбины строго неизменным при изменяющейся нагрузке, а только ограничивает колебания числа оборотов некоторыми узкими пределами (стр. 111). На рис. 7-18 показан пример изменения числа оборотов в зависимости от изменений нагрузки. Здесь нижняя кривая представляет изменение нагрузки по времени, а верхняя — соответствующие изменения числа оборотов¹.

Как видно из этого графика, в данном примере нагрузка сначала плавно возрастает (участок AB); соответственно плавно падает число оборотов турбины. Затем нагрузка в течение некоторого времени остается неизменной (участок BC), после чего начинает плавно снижаться и достигает некоторой новой постоянной величины (участки CD и DE). Числа оборотов также соответственно меняются, причем в каждой точке сохраняется равенство между мощностью, развиваемой турбиной, и ее нагрузкой.

Но вот в точке E происходит мгновенный сброс нагрузки до величины F. Здесь мы видим, что число оборотов столь же резко падает до величины, на Δn_2 меньшей, чем n_2 , являю-

¹ Имеется в виду, что турбина работает не в системе, а изолированно, и что синхронизатор не используется.

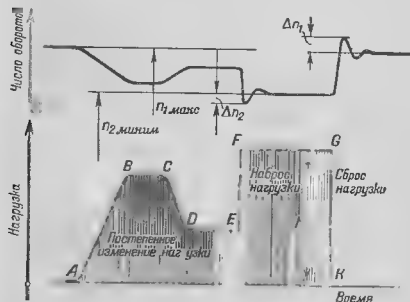


Рис. 7-18. Изменение числа оборотов по времени в зависимости от колебаний нагрузки.

щейся нормальным числом оборотов при полной нагрузке. Через некоторый промежуток времени вновь устанавливается число оборотов, равное n_2 . Аналогичное явление мы видим при мгновенном сбросе нагрузки с полной до нуля (участок GK). В первый момент после сброса получается превышение числа оборотов над n_1 на величину Δn_1 , после чего число оборотов с некоторым запаздыванием устанавливается на нормальном для холостого хода уровне n_1 .

Это превышение числа оборотов Δn_1 называется динамическим забросом и в основном зависит от следующих причин:

1) инерции центробежного регулятора, из-за которой изменение положения его грузов не может происходить мгновенно, а несколько запаздывает;

2) времени, необходимого для перемещения клапанов из одного положения в другое; в течение этого времени пар продолжает поступать в турбину;

3) наличия внутри турбины, в паропроводах и камерах между первой ступенью и регулирующими клапанами некоторого количества пара, продолжающего разгонять турбину и после закрытия клапанов.

К правильно сконструированному регулирующему механизму предъявляется требование, чтобы при коротких замыканиях в сети, вызывающих отклонение генератора, т.е. резкий сброс нагрузки, число оборотов турбогенератора не повышалось настолько, чтобы мог сработать предохранительный выключатель турбины. Для этого превышение числа оборотов при сбросе нагрузки с полной до нуля не должно быть больше 6-7% от нормального числа оборотов, так как предохранительный выключатель обычно настраивается на действие при числе оборотов, превышающем нормальное на 10-12%.

Регулирующие механизмы турбин современных конструкций, как правило, удовлетворяют этому требованию. На рис. 7-19 приведены кривые повышения чисел оборотов турбины мощностью 10 000 квт, 3 000 об/мин при сбросах нагрузки с 10 000 квт до холостого хода (кривая *а*), с 7 000 квт до холостого хода (кривая *б*) и с 3 000 квт до холостого хода (кривая *в*). Как видно из этого рисунка, в первом случае повышение числа оборотов достигает временно 5,7% и затем устанавливается на 4,5% выше нормального, при меньших же колебаниях нагрузки повышение числа оборотов еще меньше (4,1 и 2,2%).

Причиной, могущей вызвать разгон турбины до большого числа оборотов при сбросе нагрузки, может быть следующее:

1. Чрезмерно большие объемы паропроводов и камер между регулирующими клапанами и соплами первой ступени; эти объемы остаются заполненными свежим паром после закрытия клапанов. Попадая в турбину, этот пар вместе с уже находившимся внутри турбины вызывает повышение ее оборотов, развивая мощность, превышающую нагрузку турбины в данный момент. В худших условиях в этом отношении оказываются турбины, у которых клапанные коробки установлены сбоку корпуса на некотором расстоянии от него и соединены с ним ресиверами.

Современные мощные турбины с промежуточным перегревом пара при сбросе электрической нагрузки могут пойти в разгон за счет энергии пара, заключенного в промежуточном пароперегревателе и паропроводах к нему и от него. Специальная защита турбины от такого разгона рассмотрена выше (рис. 4-40).

Аналогичное действие может оказать пар, образовавшийся в подогревателе вследствие понижения давления после сброса нагрузки и попавший в турбину из-за отсутствия или неплотности обратных клапанов на соединительном трубопроводе.

2. Недостаточно быстрое закрытие паровпускных клапанов. Между моментом сброса нагрузки и моментом, когда клапаны прикроют впуск пара, неизбежно проходит некоторый промежуток времени,

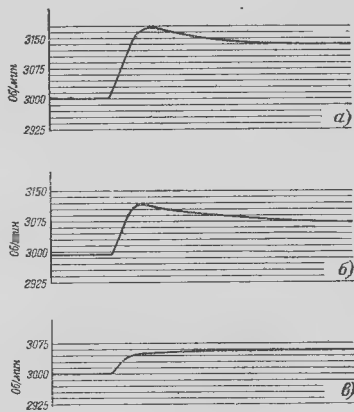


Рис. 7-19. Кривые повышения числа оборотов при мгновенных сбросах нагрузки
а — с 10 000 квт до нуля; *б* — с 7 000 квт до нуля,
в — с 3 000 квт до нуля

который будет тем меньше, чем совершеннее работает регулирующий механизм. В течение этого промежутка времени свежий пар продолжает поступать в уже разгруженную турбину и способствует ее разгону.

Слишком медленное закрытие клапанов может быть вызвано недостаточными сечениями отверстий золотника, гидравлическими сопротивлениями в системе регулирования или недостаточной сильными пружинами паровпускных клапанов.

К причинам эксплуатационного характера, вызывающим недостаточную быструю и точную работу регулирующего механизма, нужно отнести следующие:

а) повышенное трение, заедание или игра в шарнирах и сочленениях механизма; б) заедание штоков клапанов из-за образования нагара, искривлений, перекосов и т. п., в) повышенное трение или заедание поршней в цилиндрах сервомоторов; г) ослабление пружин клапанов.

3. Наконец, следует упомянуть еще о возможности разгона турбины на холостом ходу из-за неплотности паровпускных клапанов, в особенности дроссельного клапана. При большом размере дроссельного клапана и относительно небольшом расходе пара на холостой ход даже незначительной неплотности клапана может быть достаточно для того, чтобы вызвать разгон турбины.

Иногда турбину, не держащую нормальное число оборотов на холостом ходу из-за неплотности дроссельного клапана, пускают в ход, дросселируя пар прикрыванием задвижки на паропроводе перед турбиной. При внезапных сбросах нагрузки такая турбина может начать быстро повышать обороты, и при несвоевременном действии предохранительного выключателя может пойти вразнос. Поэтому работа с неплотными дроссельными клапанами недопустима, и неисправные клапаны должны быть приведены в порядок.

У турбин с начальным давлением пара 90 атм или выше плотность клапанов может быть признана удовлетворительной, если при закрытых клапанах установившаяся скорость вращения ротора не превышает 50% номинальной.

4. Возможны также случаи зависания клапанов в открытом положении, в особенности после длительной работы турбины с неизменной нагрузкой. Это может происходить как вследствие пригорания штока клапана к его втулке, так и вследствие скопления напизи на штоке клапана.

Поэтому во время длительной работы турбины необходимо периодически расхаживать

клапаны регулирования, для чего производить временное перераспределение нагрузки между работающими агрегатами, при котором положение клапанов изменится. Кроме того, не реже чем через каждые 6–7 дней необходимо расхаживать клапаны на полный подъем; автоматический стопорный клапан следует расхаживать раз в сутки.

Штоки клапанов не следует смазывать маслом или керосином, что вызывает их пригорание; нужно натирать их сухим графитом до блеска.

Всякое повышение числа оборотов вызывает большое дополнительное напряжение в материале деталей ротора вследствие возрастания центробежных сил. При возрастании числа оборотов диаметр расточки втулки диска может увеличиться до такого предела, что посадка диска на валу ослабнет, причем слабина может остаться и после снижения числа оборотов. Возможно также вылетание лопаток, срыв бандажей и т. п. В том случае, если предохранительный выключатель не сработает своевременно, возможны даже разрывы дисков с последующим разрушением турбины.

Из изложенного ясно, что тщательный уход за регулирующим механизмом и наблюдение за его полной исправностью являются одной из важнейших обязанностей эксплуатационного персонала. Особое внимание должно уделяться предохранительному выключателю, который является последней защитой от недопустимого повышения числа оборотов. Указания о сроках и способах проверки предохранительных выключателей были приведены в главе III.

Механизм предохранительного выключателя должен содержаться в безупречном состоянии; образование ржавчины, скопление выпадающих из масла осадков, заедание шарниров и т. д. недопустимы.

Следует также периодически испытывать гахометр, проверяя его показания по контрольному прибору.

Масляная система

Надежная работа масляной системы возможна только при условии применения масла нужного качества и при внимательном наблюдении за его состоянием в эксплуатации. С течением времени качество масла, непрерывно циркулирующего в системе, претерпевает изменения, и смазывающие свойства его ухудшаются. Срок службы масла зависит в основном от следующих факторов:

- 1) первоначального качества масла;
- 2) числа часов работы агрегата;

Нормы на турбинные масла

Физико-химические свойства	Турбинные масла ГОСТ 32-47			
	Л	УТ	Т	Турборе- дукторное ТР
Вязкость при 50° С в условных градусах	2,9—3,3	3,5—4,5	6,0—6,5	7,5—8,0
Температура вспышки, °С не ниже	180	180	190	195
Температура застывания, °С не выше	—15	—10	—10	—
Прозрачно при, °С	0	0	0	0
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла не более	0,04	0,04	0,07	0,05
Зола, % не более	0,005	0,005	0,02	0,04
Натровая проба с подкислением в баллах, не более	2	2	2	2
Стабильности:				
а) содержание осадка после окисления, % не более	0,1	0,1	0,15	—
б) кислотное число после окисления, мг КОН на 1 г масла не более	0,35	0,35	0,45	—
Скорость деэмульсации, минут не более	8	8	8	8
Механических примесей	Отсутствие			
Водорастворимых кислот и щелочей	Отсутст			

Примечание. Отбор проб турбинных масел проводят по ГОСТ 2517-44

- 3) кратности циркуляции масла;
- 4) исправности концевых уплотнений, фильтров и маслоохладителей;
- 5) ухода за маслом в эксплуатации.

Турбинные масла. Для заливки в масляную систему турбогенераторов применяются исключительно турбинные масла Л, УТ, Т и турборе-дукторное ТР (табл. 7-1).

Свежим считается турбинное масло, поступившее с завода, не бывшее в работе и удовлетворяющее нормам ГОСТ 32-47.

Регенирированным называется ранее бывшее в работе масло, первоначальные качества которого полностью восстановлены соответствующей обработкой (стр. 315).

Чистым сухим маслом называется свежее или регенирированное масло, полностью соответствующее нормам табл. 7-1, содержащее воду в связанном виде, в свободном виде или в виде эмульсии в количестве не более 0,01 %.

Выбор марки масла должен быть согласован с заводом — изготовителем турбины. На бочках, в которых получается масло, обязательно должны быть надписи, указывающие сорт масла, вес брутто и нетто, наименование завода, изготовившего масло, и номер бочки. При приемке партии масла должно быть отобрано две пробы, одна из которых направляется в лабораторию на полный химический анализ, а другая хранится не менее 6 мес. Если анализ покажет недоброкачественность масла, то пускать его в эксплуатацию нельзя.

У масла, находящегося в эксплуатации, кислотное число при условии полной прозрачности масла не должно превышать 0,5 мг КОН, масло не должно содержать воды и

плама. Водорастворимые кислоты и щелочи в масле должны всегда отсутствовать. Вязкость эксплуатационного масла не должна отличаться от нормы более чем на 25%, а температура вспышки упасть более чем на 10° С.

Невыполнение какой-либо из приведенных норм требует скорейшей замены масла.

Маркировка масел (Л, УТ, Т) связана прежде всего с его удельным весом и вязкостью.

Удельный вес масла увеличивается в процессе эксплуатации за счет испарения и окисления. Он может быть определен взвешиванием определенного объема масла или измерением посредством ареометра. Чем меньше удельный вес масла, тем легче происходит очистка его от воды в центрифугах (стр. 314).

Вязкость масла определяет его смазочные качества. Наилучшим будет то масло, которое при наименьшем внутреннем (жидкостном) трении еще достаточно вязко, чтобы не допустить непосредственного соприкосновения трущихся поверхностей (сухого трения). Чересчур вязкое масло вызовет большие потери на трение, а следовательно, и более высокую температуру подшипников. Вязкость масла уменьшается с повышением его температуры. Определение вязкости заключается в том, что подогретому до 50° С маслу дают вытекать через трубку длиной 20 мм и диаметром 2,9 мм в верхней части и 2,8 мм в нижней части. Время истечения 200 см³ масла, разделенное на время истечения такого же количества воды, и указывает вязкость в условных градусах.

Температурой вспышки масла называется та низшая температура, при которой вспыхивают т соприкосновения с пламенем

смешанные с воздухом пары, выделяющиеся из масла. В особом приборе пламенем зажигающей лампочки проводят на расстоянии 12 мм от поверхности нагреваемого в фарфоровом тигле масла через каждые 2° С повышения его температуры. Высокая температура вспышки масла имеет значение для турбинных установок главным образом с точки зрения опасности воспламенения паров масла от соприкосновения с горячими деталями турбины.

Температурой застывания масла называется та температура, при которой масло утрачивает текучесть. Низкая температура застывания необходима для того, чтобы турбинную установку можно было без затруднений пустить в ход при наименьшей возможной температуре машинного зала.

Кислотность органическая, или кислотное число, масла определяется числом миллиграммов едкого кали (КОН), которое нужно ввести в 1 г испытуемого масла для того, чтобы нейтрализовать его, т. е. превратить кислотную реакцию в нейтральную.

Органические кислоты в небольших количествах присутствуют во всех нефтяных маслах. Увеличение органической кислотности указывает на старение масла. Значительное содержание кислот в масле вредно отражается на металлических поверхностях, соприкасающихся с маслом. Присутствие в масле водорастворимых (иначе говоря, минеральных) кислот и щелочей недопустимо.

Зольность масла определяют выпариванием и прокаливанием пробы масла в платиновой чашечке, взвешиваемой до и после испытания. Разница в весе указывает содержание золы в масле и служит показателем присутствия в масле различных минеральных солей, которые делают его неустойчивым в эксплуатации.

Натровая проба характеризует качество очистки масла и заключается в том, что равные объемы масла и раствора определенной крепости едкого натра в дистиллированной воде кипятят в пробирке диаметром 30 мм в течение 3 мин, после чего дают отстояться при температуре 80° С до полного разделения смеси. После этого смесь переливают в пробирку диаметром 15 мм, дают отстояться и сквозь нижний слой пытаются прочесть шрифт двух определенных размеров. Если свободно читается мелкий шрифт, то очистка масла считается отличной и обозначается баллом 1; если читается только более крупный шрифт, то очистка признается хорошей и обозначается баллом 2. Если же и более крупный шрифт прочитать нельзя, то очистка считается неудовлетворительной.

Число омыления показывает, сколько миллиграммов едкого кали (КОН) необходимо, чтобы нейтрализовать свободные кислоты, содержащиеся в 1 г масла, и омылить связанные жирные кислоты (глицерин и органические кислоты). Число омыления обычно указывает общее содержание свободных и связанных кислот, в то время как кислотность говорит только о свободных кислотах.

Масло с проникшей в него водой нередко образует стойкую мутную смесь — эмульсию. Смазочные свойства эмульсии неудовлетворительны. Поэтому требуется, чтобы масло по возможности быстро отделилось от воды.

Скоростью деэмульсации называется время, в течение которого масло отделяется (отстаивается) от воды.

Для определения скорости деэмульсации по ГОСТ 1321-41 необходимо иметь специальную аппаратуру

1) цилиндр измерительный на 250 мл диаметром 38±2 мм, градуированный через 5 мл;

2) паробразователь;

3) термометр на 100° С, секундомер, трубки стеклянные или металлические и пр.

В цилиндр наливают 20 мл дистиллированной воды и 100 мл испытуемого масла. Затем в течение 10 мин пропускают через перемешиваемую смесь воды и масла пар из паробразователя, после чего переносят цилиндр в батарейный стакан с водой, нагретой до 55±1° С. С момента прекращения подачи пара пускают в ход секундомер и отмечают время в минутах, необходимое для полного разделения жидкостей.

Разделившиеся жидкости считают, если между маслом и водой нет учитываемого слоя эмульсии при рассмотрении линии раздела на уровне глаз.

Скорость деэмульсации резко понижается при наличии в масле органических кислот. Способность масла быстро отделяться от воды особенно важна для систем, в которых имеет место обводнение масла. При малых скоростях деэмульсации вода не будет полностью отделяться от масла в масляном баке и на смазку подшипников будет поступать эмульсия, создавая угрозу для нормальной работы подшипников: может произойти нарушение масляной пленки и появиться повышенная вибрация турбины.

Уход за масляной системой турбогенератора. Показателями работы масляной системы служат давления и температуры масла во всех важнейших точках ее, наблюдаемые по приборам. Манометров должно быть по меньшей мере три: один из них указывает давление в системе регулирования, второй — давление перед маслоохладителем и третий — давление в маслопроводе к подшипникам. У редукторных турбин должен быть установлен еще манометр на маслопроводе к зубчатой передаче.

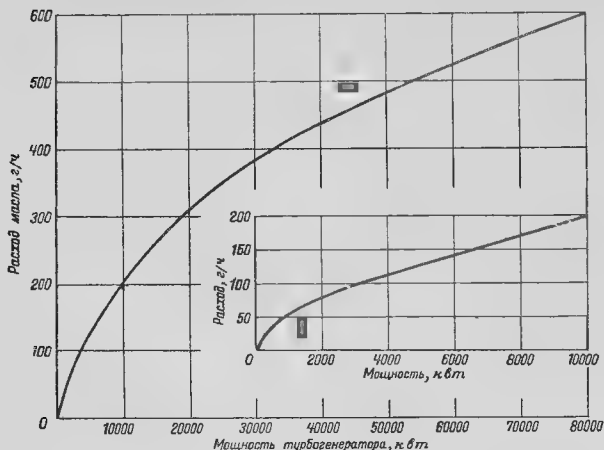


Рис. 7-20. Расход масла турбогенераторами различной мощности

Термометры устанавливаются, как правило, перед маслоохладителем и за ним (рис. 3-110), на каждом из подшипников, на сливе масла из каждого подшипника и на маслопроводе системы регулирования.

У каждого из подшипников должны быть устроены застекленные смотровые окна, через которые можно наблюдать за стоком масла.

Некоторое количество масла из масляной системы турбины непрерывно теряется вследствие утечки и испарения. Величина этого расхода масла зависит от состояния, типа и мощности машины, а также от качества масла: ориентировочные данные приведены на рис. 7-20. Убыль масла необходимо пополнять раньше, чем уровень масла в баке достигнет нижнего допустимого положения (красной черты на указателе). Для этого всегда следует иметь в наличии достаточный запас масла того же сорта и желательно из той же партии, что и залитое в турбину. Хранение масла в деревянных бочках запрещается.

За качеством масла в эксплуатации нужно следить, отбирая регулярно пробы для испытания на присутствие воды и шлама и на прозрачность, а также для полного анализа.

Согласно Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей в паровых турбинах масло должно подвергаться испытаниям в следующие сроки:

1) цеховой контроль — 1 раз в сутки в дневную смену;

2) сокращенный анализ — не реже 1 раза в 2 мес. при кислотном числе не выше 0,5 мг КОН и полной прозрачности масла и 1 раз в 2 недели при кислотном числе выше 0,5 мг КОН или при наличии в масле шлама и воды. При резком ухудшении качества масла необходимо произвести внеочередной анализ масла.

Старение масла выражается в том, что под влиянием окисления кислородом воздуха, попадания посторонних веществ (воды, металлических частиц, пыли и т. п.) и внутренних химических процессов происходит постепенное ухудшение смазочной способности масла. Цвет масла по мере его работы темнеет сначала быстро, а затем более медленно. Однако сам по себе темный цвет масла не может служить достаточным признаком его непригодности. Внешними признаками старения масла являются повышенное образование шлама, представляющего собой выпадающие из масла окислы, помутнение масла, а также повышенная температура подшипников. Анализ масла показывает при этом увеличение его кислотности и количества омыляемых веществ, увеличение вязкости и др.

Указать точные нормы длительности работы масла трудно. В отдельных случаях масло работало свыше 30 000 ч, но нередко его приходится заменять и через 8 000—10 000 ч.

Очень важно, чтобы температура масла не была слишком высока, так как чем она выше,

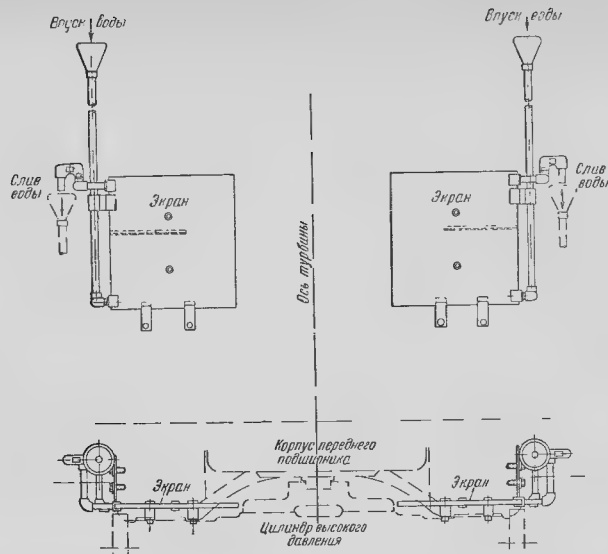


Рис. 7-21. Водяной экран турбины ЛМЗ типа АТ-25-1.

тем быстрее окисляется масло. Предельной допустимой температурой масла, выходящего из маслоохладителя и поступающего на подшипники, следует считать 45°C . При выходе из подшипников масло должно иметь температуру не выше 55°C , максимум 60°C . Подшипники нужно защищать от излучения тепла со стороны горячих частей турбины во избежание дополнительного повышения температуры масла. В некоторых конструкциях турбин для этой цели служат водяные экраны (рис. 7-21), представляющие собой плоские металлические бачки, устанавливаемые между корпусом высокого давления турбины и передним подшипником; через эти бачки непрерывно пропускается охлаждающая вода. Тепловые экраны можно видеть также на некоторых турбинах Калужского турбинного завода (рис. 6-7).

С целью уменьшения излучения тепла концевыми уплотнениями ЛМЗ на турбинах высокого давления применяют подвод к уплотнениям специально увлажненного пара невысокой температуры.

На турбинах ВР-25 Харьковский турбинный завод им. Кирова для этой цели ввел за лабиринтовыми паровыми уплотнениями гидравлические затворы.

Температура масла, выходящего из маслоохладителя, не должна быть, однако, ниже 35°C , так как при более низкой температуре вязкость масла чрезмерно велика, что нарушает нормальное образование масляного клина в подшипниках и приводит к вибрации турбины. Иногда при пуске в ход турбогенератора после длительной остановки появляются вибрации при некотором числе оборотов, несмотря на общую исправность установки и хорошее качество масла. Эти вибрации исчезают при снижении числа оборотов и вновь появляются уже на несколько выше, чем вначале, числе оборотов при дальнейшем разворачивании машины. Причина их часто кроется в недостаточно высокой температуре масла (ниже 35°C), при которой работа его в подшипниках протекает ненормально. Подогревая масло перед пуском машины или очень медленно повышая обороты при разворачивании, можно этих вибраций избежать.

Следует отметить, что одной из возможных причин порчи масла являются местные электрические токи, циркулирующие по контуру, образуемому валом генератора, подшипниками, их основаниями и фундаментной плитой. При появлении этих токов масло начинает

темнеть, окисляться и образовывать на подшипниках твердое отложение в виде лака. Для предупреждения этого явления нужно изолировать подшипник возбuditеля от фундаментной плиты, проложив под его ступ прокладку из материала, не проводящего электрический ток (стр. 352).

Попадание воды в масло обычно приводит к образованию эмульсии. Вода может попадать в масло через неплотности маслоохладителя, если он включен не с напорной, а с всасывающей стороны масляного насоса (рис. 7-22), что встречается в старых турбинных установках. Обводнение масла при этом может происходить очень интенсивно, и его причина не всегда сразу обнаруживается. В ряде случаев может оказаться возможным и целесообразным переключение маслоохладителя на напорную сторону насоса, что исключит возможность обводнения масла в маслоохладителе, так как давление масла будет выше давления охлаждающей воды. Пример такого переключения показан на рис. 7-22а. Подача масла в систему регулирования при этом отделяется от подачи в систему смазки, что практически затруднений не вызывает.

Второй причиной обводнения масла является неудовлетворительная работа концевых уплотнений или неисправность паротбойных колец (стр. 94), вследствие чего пар проникает в соседний с уплотнением подшипник и, конденсируясь, обводняет масло. Известны также случаи попадания воды в масло из гидравлических уплотнений. Поэтому за работой уплотнений в эксплуатации должен постоянно вестись тщательный надзор.

Скопляющуюся в системе воду нужно регулярно удалять; все масляные резервуары имеют краны для спуска скопляющейся воды. Спуск воды из масляного бака должен производиться не реже раза в сутки. Вода, обнаруженная в масле, должна быть подвергнута химическому анализу, на основе которого может быть установлен источник обводнения.

Посторонние твердые частицы в масле не только способствуют его старению, но и непосредственно царапают трущиеся поверхности, что приводит к их износу и повышению температуры масла. В большинстве случаев эти частицы попадают в масло при заливке его в плохо очищенную и промытую масляную систему после монтажа или ремонта турбины.

Простейший способ определения содержания воды и грязи в масле без помощи химической лаборатории заключается в том, что пробу масла (100 см^3) разбавляют тяжелым бензином или керосином в стеклянном отстойнике до 500 см^3 , хорошо взбалтывают и остав-

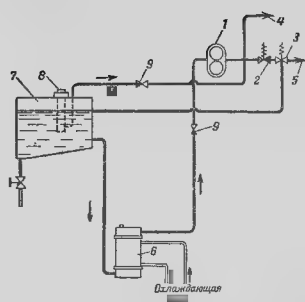


Рис. 7-22. Схема маслопровода при расположении маслоохладителя со стороны всасывания г масляного насоса.

1 — главный масляный насос; 2 — редукционный клапан; 3 — предохранительный клапан на линии к подшипникам; 4 — маслопровод к системе регулирования; 5 — маслопровод к подшипникам; 6 — маслоохладитель; 7 — масляный бак; 8 — вспомогательный масляный насос; 9 — обратные клапаны.

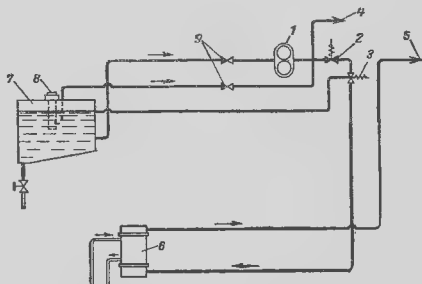


Рис. 7-22а. Показано то же, что и на рис. 7-21, но после переключения маслоохладителя на напорную сторону масляного насоса.

ляют в покое на 24 ч. После этого со стенок отстойника соскабливают вниз осевшую на них грязь и, оставив отстойник в покое еще на час, производят отсчет объема воды и грязи.

Предельным допустимым содержанием воды и грязи в масле после отстоя считается 0,1% от объема масла.

Очистка (сепарация) масла обычно производится посредством центрифуги (сепаратора). Вода и посторонние частицы имеют больший удельный вес, чем масло, и легко отделяются в центрифуге. Очистка масла вполне возможна на ходу турбины; для этого часть масла из бака сливается для сепарации и заменяется добавкой свежего масла. Отсепарированное масло заливается в бак в качестве

добавки при сливе следующей порции для очистки.

В мощных турбинных установках нередко включают сепаратор в масляную систему таким образом, что происходит непрерывная сепарация масла во время работы турбины. Схема такой установки показана на рис. 7-23.

При появлении в эксплуатационном масле кислой реакции водной вытяжки (отсепарированной воды), взвешенного шлама или эмульсии оно должно быть промыто конденсатом; промывку разрешается производить на работающих турбинах. Для промывки часть масла из турбины в специальном баке интенсивно перемешивается с горячим конденсатом, после чего полученная эмульсия подвергается сепарации в центрифуге. Отсепарированное масло вновь заливается в турбину, откуда берется новая порция для промывки.

Более эффективной является промывка масла в сепараторе, непосредственно присоединенном к масляному баку турбины. Горячий конденсат с температурой 60–70°C подводится непосредственно в сепаратор в количестве около 20% от количества масла. Подвод конденсата производится в маслоприемник сепаратора, собранного на пурификацию. Температура конденсата может быть повышена до 95°C, если окажется, что процесс промывки при этом улучшается. Контроль за про-

мывкой осуществляется при помощи химических анализов и проверки масла на прозрачность.

Регенерация состарившегося масла заключается в удалении из него смолистых и кислых продуктов, образовавшихся в процессе работы, а также воды, шлама, и примесей. Метод регенерации состоит из обработки масла водным раствором едкого натра или соды, промывки масла водой, сушки воздухом и отбеливания специальной глиной.

Контроль состояния турбины на ходу

Наблюдение за параметрами свежего пара ведется по термометрам и манометрам, установленным перед стопорным клапаном турбины.

Чрезвычайно желательно иметь регистрирующие приборы, по записям которых всегда можно установить параметры, имевшие место в интересующий нас момент, например установить наличие водяного удара по понижению температуры пара.

Особо важное значение имеет манометр, присоединенный к камере регулирующей ступени турбины с сопловым парораспределением или к камере перед первой ступенью турбины с дроссельным парораспределением. По показании этого манометра можно судить о расходе пара через турбину и о ее внутреннем состоянии, в частности о состоянии лопаточного аппарата. Исходя из того, что давление перед первой нерегулируемой ступенью пропорционально количеству пара, протекающего через турбину, можно построить кривую нормальных давлений в этой ступени в зависимости от расхода пара. Сравнивая затем показания манометра и паромера друг с другом и с этой кривой, можно сделать ряд выводов о состоянии турбины.

Если давление, указываемое манометром, окажется выше, чем оно должно быть при данном расходе пара, то это значит, что пропускная способность ступеней, следующих за местом измерения давления, уменьшилось; это может произойти, если междулопаточные каналы забиты накипью или же кромки лопаток смяты попавшим в турбину посторонним телом или в результате имевшего место задевания рабочих лопаток о направляющие.

По показаниям этого манометра можно установить также наличие внезапных мгновенных перегрузок турбины, опасных для упорных подшипников. На некоторых установках манометр первой ступени, паромер и ваттметр дублированы и выведены в помеще-

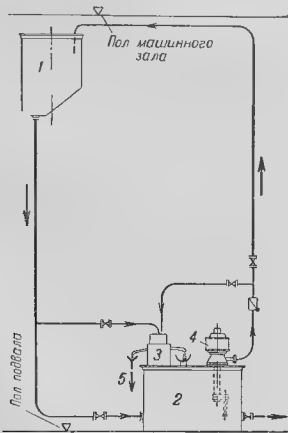


Рис. 7-23 Схема включения сепаратора в масляную систему турбины.

1 — масляный бак турбины; 2 — вспомогательный масляный бак; 3 — сепаратор; 4 — вспомогательный масляный электронасос; 5 — сток для отсепарированной воды

ние дежурного инженера как важнейшие приборы для контроля эксплуатации турбины.

Ход исправной и хорошо отремонтированной турбины должен оставаться ровным и спокойным независимо от длительности работы под нагрузкой. Изменение ровности хода означает появление какой-либо неисправности, причина которой может лежать как внутри турбины, так и вне ее.

Основное условие нормальной работы турбинной установки это постоянство правильного взаимного расположения ее деталей. Для этого необходимо, чтобы:

1. Крепление неподвижных деталей (стойки подшипников, фундаментная плита и т. п.) не ослабевало в результате вибраций и сотрясений во время работы агрегата. Соответствующие гайки следует регулярно подтягивать, кроме анкерных болтов фундаментной плиты, всякое изменение затяжки которых должно сопровождаться проверкой центровки и, следовательно, недопустимо во время работы турбины.

2. Сохранялась возможность свободного и правильного перемещения деталей при температурных деформациях, предусмотренная конструкцией агрегата. Для этого все скользящие опоры и направляющие шпонки должны быть чисты, хорошо смазаны, не затянуты болтами, не перекошены и иметь надлежащие зазоры.

3. Величины зазоров в подшипниках во время длительной эксплуатации не отклонялись от нормальных для данной машины значений. Крышки подшипников всегда должны быть хорошо закреплены и гайки равномерно затянуты так, чтобы не было перекоса вкладышей.

4. Изменения режимов работы турбины, связанные с изменением температур отдельных деталей, происходили по возможности не слишком быстро.

5. Лопаточный аппарат турбины был чистым, так как неравномерный занос лопаток накилью может вызвать нарушение уравновешенности ротора, а следовательно, появление вибраций.

Практически всякая турбина в той или иной степени вибрирует во время работы. Определение изменений интенсивности вибрации, а также той степени интенсивности, при которой работа турбины становится уже небезопасной, требует от обслуживающего персонала большой опытности и хорошего знания данной машины, основанного на длительном наблюдении за ее поведением на различных режимах работы. Однако определение, осно-

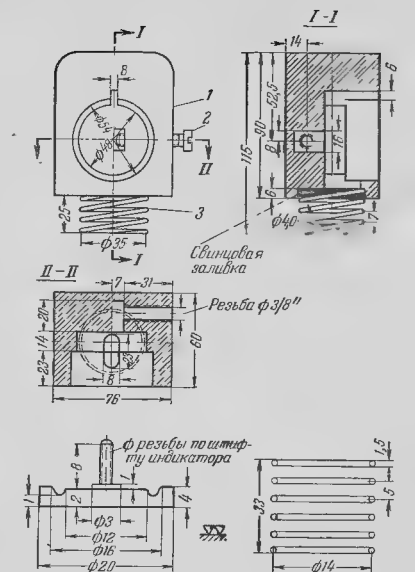


Рис 7 24 Корпус виброметра ОРГРЭС.
1 — корпус (свинцовый); 2 — зажимной болт (Ст. 3); 3 — пружина

ванное только на данных, полученных на основе зрительных, слуховых и осязательных ощущений, всегда может быть неточным, субъективным. Надежно определить величину вибрации можно лишь с помощью специального прибора — вибрографа. К сожалению еще не все наши электростанции имеют в своем распоряжении переносные вибрографы. Что же касается стационарных вибрографов или виброметров, смонтированных на щите агрегата, то таковые в нашей практике только начинают применяться. Поэтому некоторый интерес представляет возможность использования для замеров вибрации обычного индикатора со специальным приспособлением, которое может быть выполнено силами самой электростанции.

На рис. 7-24 приведен чертеж, а на рис. 7-25 — внешний вид такого виброметра¹. Индикатор вставляется в свинцовый корпус, опирающийся на пружину. В наружный конец штифта индикатора ввинчена шайба и между

¹ См. Информационное письмо ОРГРЭС № 18/323

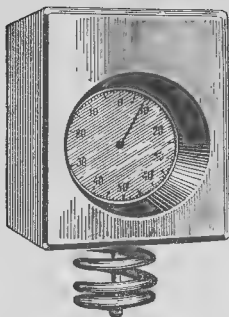


Рис 7-25. Внешний вид виброметра ОРГРЭС с индикатором.

ней и свинцовой массой зажата дополнительная пружина, назначением которой является увеличение усилия, действующего на рычажную систему индикатора. Такой виброметр позволяет измерять вибрации с двойной амплитудой до 0,46 мм с точностью 7% при числе оборотов 3 000 об/мин и 11% при числе оборотов 1 500 об/мин.

Для замеров вертикальных вибраций подшипников прибор устанавливается на корпус подшипника последовательно в двух трех точках. При замерах горизонтальных вибраций прибор должен быть закреплен на неподвижной опоре, не зависящей от вибрирующей детали, так, чтобы пружина соприкасалась с исследуемым участком машины. Амплитуду колебаний непосредственно определяют по показаниям стрелки индикатора.

Измерение величины вибрации должно производиться на холостом ходу и на нагрузках 50 и 100% от полной нагрузки на всех опорных и упорно-опорных подшипниках в трех направлениях: вертикальном, поперечном и осевом.

Оценка вибрации должна производиться по шкале, приведенной в Правилах эксплуатации электрических станций и сетей (табл. 7-2).

Таблица 7-2

Шкала оценки вибраций турбин			
Номинальное число оборотов турбины	Отлично, мм	Хорошо, мм	Удовлетворительно, мм
1 500	До 0,03	До 0,05	До 0,07
3 000	До 0,02	До 0,03	До 0,05

Проверка вибрации должна производиться в следующих случаях:

- 1) при вводе в эксплуатацию турбогенератора после монтажа;
- 2) через каждые 3 мес. работы;
- 3) перед постановкой агрегата в капитальный ремонт и после выхода из ремонта;
- 4) при повышении вибрации подшипников.

Наблюдение за тепловым расширением турбины, особенно важное во время процесса пуска (см. выше), имеет немаловажное значение и во время работы турбины при переменной нагрузке, сопровождающейся перераспределением температур и давлений внутри турбины. Чрезвычайно желательно, чтобы на турбине были в соответствующих местах установлены указатели, по которым можно было бы судить о линейном перемещении корпусов или стоек подшипников, если последние могут перемещаться при удлинении корпуса. Для этой цели к перемещающимся деталям должны быть прикреплены стрелки-указатели непосредственно против неподвижных шкал или установлены контрольные пальцы (рис. 7-26)

Для измерения смещения ротора относительно статора могут быть установлены указатели, например по типу, изображенному на рис. 7-27. Особое значение эти наблюдения имеют для турбин высокого давления и для турбин, работающих паром очень высокой температуры.

Согласно «Правилам технической эксплуатации» аксимальное положение ротора должно проверяться с занесением результатов проверки в суточную ведомость в следующих случаях: при холостом ходе и наборе нагрузки, при резких изменениях режима работы турбины и при приемке смены. У турбин ЛМЗ типов ТН-165 и ТН-250 положение ротора можно определить, измеряя щупом зазор между специальной контрольной скобой, прижимаемой к выступу корпуса подшипника, и стержнем, укрепленным на конце вала (рис. 7-28).

Турбины ЛМЗ новых типов снабжены указателями разности тепловых расширений ротора и корпуса турбины, основанными на методе индуктивного измерения малых перемещений при помощи дифференциального трансформатора. Датчик этого указателя устанавливается в корпусе заднего подшипника (рис. 7-29). Он состоит из Ш-образного сердечника 1 с укороченной средней частью, собранного в пакет из листов динамо-железа (рис. 7-30). На все три выступа сердечника надеты катушки, причем средняя катушка 2 с первичной обмоткой питается стабилизированным переменным током 24 в от специального

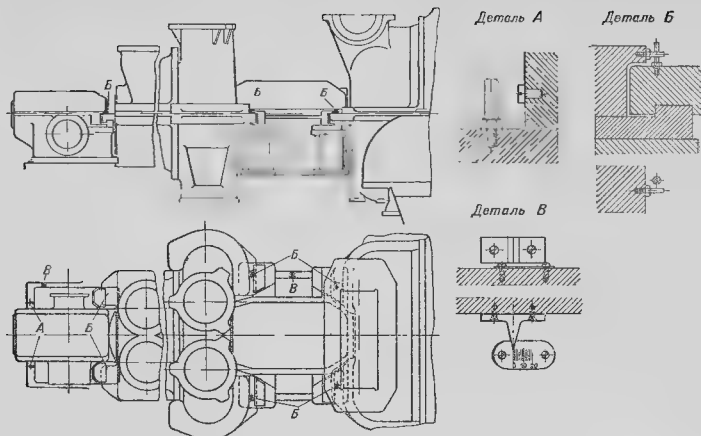


Рис. 7-26. Схема расположения и конструкция указателей расширения турбины ЛМЗ.

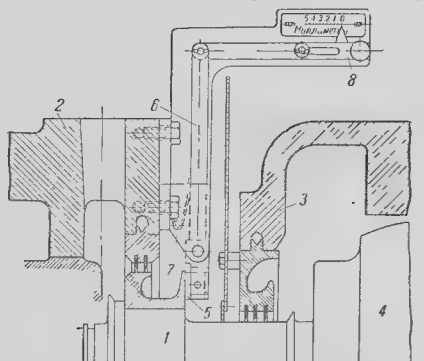


Рис. 7-27. Указатель осевых перемещений ротора относительно статора.

1 — ротор турбины; 2 — корпус турбины; 3 — крышка подшипника; 4 — вкладыши подшипника; 5 — скользящий кулачок; 6 — рычажная передача; 7 — нажимная пружина; 8 — стрелка указателя

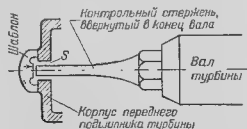


Рис. 7-28. Схема проверки осевого положения ротора посредством контрольного шаблона (скобы).

s — зазор, измеряемый щупом

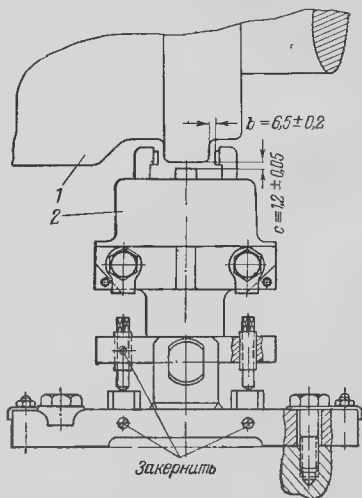


Рис. 7-29. Установка датчика указателя разности тепловых расширений ротора и корпуса турбины ЛМЗ
1 — муфта турбогенератора; 2 — датчик указателя расширений

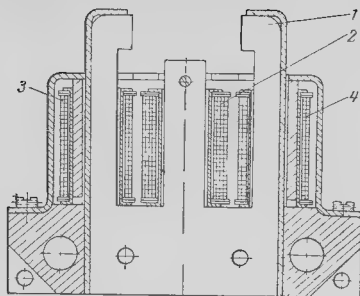


Рис. 7-30. Разрез датчика указателя разности тепловых расширений турбин ЛМЗ

трансформатора. Катушки 3 и 4 с вторичной обмоткой соединены навстречу друг другу, а свободные концы обмотки выведены на щиток указателя расширений. Первичная катушка 2 создает магнитный поток, проходящий через борт полумуфты генератора и расходящийся в оба концевых выступа сердечника. При этом в обмотках катушек 3 и 4 возбуждается ток, напряжение которого будет тем больше, чем меньше окажется воздушный зазор между бортом полумуфты 1 (рис. 7-29) и данным концом сердечника.

Разность напряжений, возбужденных в катушках 3 и 4, указывает на шкале прибора перемещение ротора относительно статора турбины.

ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ

Порядок операций остановки детально указывается для каждого турбогенератора инструкцией завода-изготовителя: он должен быть точно известен обслуживающему персоналу и строго соблюдаться им. Ниже мы рассмотрим только правила остановки, общие для всех агрегатов.

Общие правила остановки

Перед остановкой турбогенератора должна быть проверена исправность вспомогательного масляного турбонасоса, для чего его пускают в ход на короткое время и снова останавливают. Затем снимают нагрузку с генератора, воздействуя на парораспределительные органы турбины синхронизатором¹,

выключают возбуждение и отключают генератор от сборных шин. Турбину останавливают, запирав доступ свежего пара стопорным клапаном или выбывая от руки предохранительный выключатель.

Снятие нагрузки и прекращение подачи пара в турбину должны сопровождаться подводом пара к уплотнениям в соответствии с условиями их работы на холостом ходу турбины.

В случаях, указанных в главе 3, после отключения генератора следует испытать действие предохранительного выключателя повышением числа оборотов турбины. Если он при этом не сработает, то за время простоя турбины его необходимо привести в порядок.

После того как число оборотов ротора снизилось примерно на одну треть (или несколько меньше, если наблюдается быстрое понижение давления масла по манометру), пускают в ход вспомогательный масляный турбонасос. Если же турбина снабжена паромасляным реле, то нужно внимательно следить за тем, чтобы оно своевременно автоматически включило вспомогательный масляный насос. При ненадежности паромасляного реле лучше заранее включить насос от руки.

У турбин, снабженных гидравлическими уплотнениями, нужно закрыть подачу воды к ним и дать в уплотнения пар, как только число оборотов снизится настолько, что гидравлические уплотнения перестанут работать.

Во избежание попадания холодного воздуха снаружи в турбину следует по мере снижения оборотов постепенно ухудшать вакуум, прикрывая подачу свежего пара к первой, а затем и ко второй ступеням эжекторов. Начинать такое ухудшение вакуума нужно после того, как число оборотов снизится примерно до половины от нормального.

Когда число оборотов снизится примерно до 0,3—0,2 нормального, подачу пара к концевым уплотнениям нужно прекратить и, продолжая уменьшение подачи пара к эжекторам, повышать давление в конденсаторе до атмосферного давления к моменту остановки ротора.

Это указание имеет целью исключить или по крайней мере уменьшить прогиб пара, возможный как в результате подачи пара на уплотнения при неподвижном роторе, так и от засасывания холодного воздуха внутрь горячей турбины. После остановки эжектора конденсатный насос может быть остановлен

¹ Подразумевается, что турбогенератор работает на сеть в параллель с другими агрегатами. Если же он работает один, то, воздействуя на синхронизатор, мож-

но изменить только число оборотов турбины, а для снятия нагрузки нужно постепенно отключать потребители

После того как ротор придет в состояние покоя и температура масла, выходящего из подшипников, понизится до 40° С, вспомогательный масляный насос останавливают и выключают подачу воды в маслоохладитель. Выключают также подачу охлаждающей воды в конденсатор, останавливая насос, причем водяное пространство конденсатора должно остаться заполненным водой. Это мероприятие должно предупредить образование воздушных мешков в водяном пространстве при следующем пуске установки. Наконец, в некоторых установках это дает возможность аварийного пуска турбины на выхлоп через атмосферный клапан при отсутствии тока для пуска насосов конденсационной установки. Однако в тех случаях, когда турбину останавливают надолго, воду из конденсатора следует выпустить.

После остановки турбины закрывают, кроме стопорного клапана, также запорную задвижку на паропроводе свежего пара, находящуюся перед этим клапаном. Выключенным таким образом участок паропровода между задвижкой и клапаном сообщают с атмосферой с тем, чтобы просачивающийся в него пар ни при каких условиях не мог проникнуть в турбину и вызвать ее ржавление.

Для того чтобы оставшаяся в турбине влага не вызвала ее ржавления, турбину нужно просушить и провентилировать. Это мероприятие отчасти обеспечивается прекращением подачи пара к уплотнениям раньше полной остановки эжектора при вращающемся роторе.

Кроме того, после остановки ротора нужно открыть все дренажные линии и оставить их в открытом состоянии до следующего пуска турбины.

При остановке турбин с регенеративными отборами пара и всех теплофикационных турбин нужно иметь в виду, что после снятия нагрузки и закрытия подвода свежего пара турбина может пойти в разгон вследствие поступления в нее обратного пара из паропроводов отбора. Поэтому необходимо еще при нагрузке около 15-20% полной выключить линии отбора.

В некоторых установках отработавший пар вспомогательной турбины, вращающей конденсационный или циркуляционный насосы, отводится в одну из ступеней главной турбины. В таких случаях паропровод отработавшего пара вспомогательной турбины должен быть снабжен автоматическим клапаном, переключающим турбину на выхлоп в атмосферу при снижении нагрузки главной турбины

до определенного минимума. Это устройство предупреждает возможность разгона главной турбины на холостом ходу отработавшим паром вспомогательной турбины. В тех установках, где такого автоматического клапана нет, подвод отработавшего пара надо прекращать от руки раньше отключения главной турбины от паропровода свежего пара.

Выбег турбогенератора

Выбегом называется вращение ротора турбогенератора по инерции, продолжающееся с момента прекращения доступа пара в турбину до момента останова ротора. Длительность выбега должна быть установлена для каждой турбины и подлежит проверке при всех остановках турбины с занесением результатов проверки в эксплуатационный журнал (ПТЭ, § 353).

Кривая зависимости изменения числа оборотов во времени выбега, называемая кривой выбега, может служить одним из показателей исправности агрегата. Для снятия кривой выбега снимают нагрузку и возбуждение генератора и выключают пар предохранительным выключателем. Далее нужно регулировать подачу пара к уплотнениям и сниженные вакуума, как указывалось в разделе об останове. По мере снижения числа оборотов нужно, пользуясь секундомером, записывать каждую минуту (или полминуты) число оборотов. По полученным данным строится графическая зависимость, пример которой показан на рис. 7-31.

Для возможности сравнения между собой кривых выбега, снятых в разное время, необходимо при выбеге производить всегда одинаковое снижение вакуума во времени

За нормальную (эталонную) кривую выбега данного турбогенератора принимают кривую выбега, снятую после первых 200-300 ч его работы, когда новый турбогенератор находится в безупречном порядке и детали его уже приработались. Сравнение кривых выбега, снимаемых в эксплуатации, с эталонной кривой выбега позволяет делать выводы о возникшей неисправности агрегата.

Очевидно, что после прекращения доступа свежего пара в турбину вращение ротора замедляется суммарным действием внутренних (в основном вентиляционных) и механических потерь (стр. 53). Вентиляционные потери особенно сильно сказываются при высоких числах оборотов ротора, а механические потери при малых числах оборотов. Поэтому более крутое протекание начала кривой (рис. 7-32, кривая 1) указывает на возра-

стание вентиляционных потерь (например, вследствие каких-либо дефектов лопаточного аппарата), а более крутое протекание конца (кривая 2) — возрастание трения в подшипниках. Резкое уменьшение продолжительности выбега может означать также наличие внутренних задеваний в турбине.

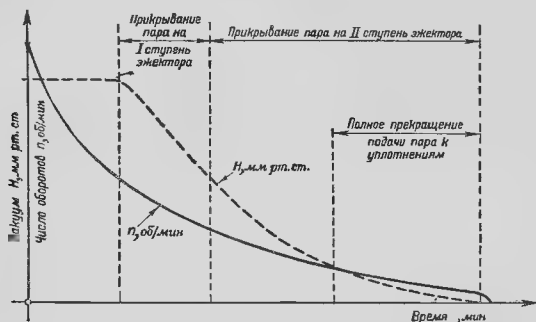


Рис. 7-31. Кривая выбега турбогенератора и график его останова

Искусственное сокращение времени выбега, которое может оказаться необходимым в аварийных случаях, можно вызвать срывом вакуума, что увеличит тормозящее действие внутренних потерь, или же включением возбуждения генератора.

Кривой выбега можно пользоваться для определения времени прогрева и развертывания холодной турбины при пуске. При этом исходят из предположения, что тепловые деформации деталей турбины при выбеге имеют характер, обратный характеру деформаций,

а продолжительность развертывания — около 0,4 от времени выбега. Эти данные нельзя распространять на турбины высокого давления. Как уже отмечалось, для них время прогрева и пуска обычно значительно больше и нередко достигает 2—3, а иногда 8—10 ч.

Кривые пуска, построенные на основе кривой выбега, приведены на рис. 7-33.

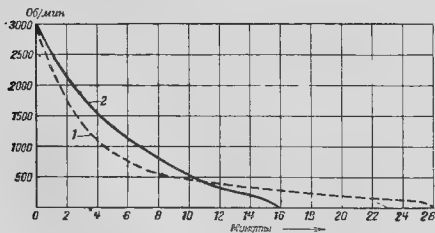


Рис. 7-32. Кривые выбега, указывающие на неисправность турбогенератора.

1 — увеличенные вентиляционные потери; 2 — увеличенные механические потери

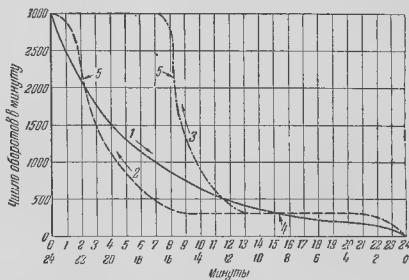


Рис. 7-33. Кривые пуска турбогенератора, построенные на основе кривой выбега.

1 — кривая выбега
2 — кривая нормального пуска
3 — кривая ускоренного пуска
4 — число оборотов прогрева; 5 — критическое число оборотов

Уход за остановленной турбиной

Остановленная турбина требует внимания и ухода в следующих трех основных направлениях:

1) наблюдение за протеканием процесса остывания турбины и регулирование связанных с ним деформаций ее деталей путем проворачивания ротора;

2) предупреждение коррозии (ржавления) внутренних деталей турбины под действием влажного пара и воздуха;

3) в случае длительного останова турбины — принятие соответствующих мер для ее консервации.

Вопрос о деформации ротора турбины при остывании рассмотрен в гл. 3 (стр. 107) и возвращаться к нему здесь мы не будем.

Меры предупреждения коррозии излагаются ниже (стр. 355—357). Здесь же мы вкратце рассмотрим методы консервации турбины на длительные сроки.

Консервация турбины в основном заключается в защите ее от коррозии, от действия низких температур наружного воздуха и от электролитических разъеданий блуждающими токами.

Наиболее надежным средством защиты от коррозии является покрытие деталей слоем материала, не допускающего непосредственного воздействия на металл влаги, кислорода и разных содержащихся в воздухе вредных примесей. Если турбина перед консервацией может быть разобрана, то ее детали должны быть тщательно отчищены, если нужно, отремонтированы и затем покрыты защитным слоем. Для покрытия лопаток и шеек вала применяют чистый, свободный от кислот, желтый вазелин; для корпуса, дисков и лабиринтовых уплотнений — турбинное масло; угольные уплотнения смазывают горячим парафином.

Если турбина перед консервацией не может быть разобрана и длительность консервации невелика, то можно впустить в нее вазелин вместе с паром в последние моменты эксплуатации. Делались также опыты впуска в турбину паров масла, испаряемого в особом резервуаре. Эти способы не могут, разумеется, дать такого надежного эффекта, как смазывание деталей разобранной турбины, но могут быть полезными как временное мероприятие.

Для удаления влаги из корпуса турбины и конденсатора применяются просушка и вентиляция турбины горячим воздухом (при помощи специального небольшого вентилятора с калорифером). Может быть применено также химическое обезвоживание, для чего в паровое пространство турбины или

конденсатора устанавливают открытые сосуды с хлористым кальцием или гидратом окиси кальция (едкая известь), жадно поглощающими влагу.

В случаях длительной консервации установки должны быть заглушены все паропроводы к турбине, чтобы предупредить всякую возможность просачивания пара и воздуха в нее. Концевые уплотнения должны быть заглушены снаружи воздухо непроницаемыми накладками.

Защита от замораживания при консервации турбины в неотопляемом помещении заключается в тщательном удалении воды из всех камер и углублений, где она по-прежнему могла остаться. В сомнительных и недоступных для проверки местах следует просверлить небольшие отверстия, которые современем можно заглушить пробками на резьбе.

Затвердевание деталей из резины обычно происходит в условиях длительного хранения в сухих помещениях. Для сохранения такой важной и трудно заменяемой детали, как резиновое уплотнение между выхлопным патрубком турбины и конденсатором, имеющееся у некоторых зарубежных конструкций турбин (например, АЭГ), рекомендуется заполнить кольцевую полость уплотнения слабым раствором едкого натра.

Старение масла в условиях консервации происходит гораздо медленнее, чем в рабочих условиях. Однако не исключена возможность заеданий в шарнирах системы регулирования вследствие засыхания масла. Поэтому желательно соответствующие узлы при подготовке к консервации разобрать, смыть масло и вновь собрать их, смазав чистым вазелином.

РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

Работа паровой турбины в эксплуатационных условиях неизбежно связана с изменением факторов, определяющих ее рабочий процесс. Некоторые из этих факторов, как на пример, параметры свежего пара, вакуум в конденсаторе и число оборотов, обычно колеблются в относительно небольших пределах; такие же, как нагрузка и расход пара, а также параметры пара в промежуточных ступенях, могут принимать любые значения в границах, обусловленных холостым ходом и максимальной мощностью данного агрегата.

В связи с тем, что всякое отклонение условий работы турбины от оптимальных¹, заданных при расчете турбины, отражается на ее экономичности, для правильной эксплуатации

¹ Т. е. наиболее благоприятных

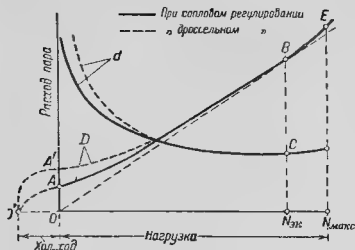


Рис. 7-34. Зависимость между нагрузкой турбины и расходом пара.

необходимо отдавать себе ясный отчет о явлениях, связанных с работой турбины при нерасчетных условиях.

Влияние изменения нагрузки на расход пара

Если бы к. п. д. турбины при изменении нагрузки оставался неизменным, то изменение полного расхода пара D было бы прямо пропорциональным изменению нагрузки и изобразилось бы прямой линией OB на рис. 7-34. Однако к. п. д. турбины ухудшается по мере уменьшения нагрузки, в соответствии с чем в действительности расход пара изменяется примерно так, как показано линиями AB и $A'B$. Точки A и A' здесь соответствуют расходу пара на холостой ход, т. е. при полезной нагрузке, равной нулю. Этот расход пара обычно составляет от 4% (в турбинах конденсационных) до 30% (в турбинах с противодавлением) от расхода при полной нагрузке и вызывается вентиляционными, механическими и другими потерями при работе турбины на холостом ходу, определяющими так называемую мощность холостого хода $N_{хол}$.

При дроссельном регулировании расход пара на холостой ход больше, чем при сопловом регулировании (ср. кривые AB и $A'B$), в связи с большими потерями на дросселирование пара паровпускным клапаном, который только слегка открыт.

Очевидно, что наивыгоднейшим режимом работы турбины будет та нагрузка, при которой к. п. д. достигает своего наилучшего значения. Эта нагрузка, называемая экономической нагрузкой $N_{эк}$, будет соответствовать точке B , в которой кривая AB совпадает с условной прямой OB . Справа от точки B кривая расхода пара снова отклоняется вверх в связи с ухудшением к. п. д. при увеличении нагрузки сверх $N_{эк}$. Для турбин

с дроссельным регулированием к. п. д. достигает наибольшей величины обычно при максимальной мощности, когда дросселирование пара минимальное. У таких турбин $N_{эк} = N_{макс}$.

В соответствии с изложенным понятно, что удельный расход пара d будет постепенно уменьшаться по мере увеличения нагрузки и достигнет минимального значения в точке C , соответствующей $N_{эк}$, после чего снова начнет возрастать.

Современные турбины обычно проектируются так, что экономическая нагрузка или экономическая мощность $N_{эк}$ равна 0,8—0,9 от той максимальной мощности, которую турбина может развивать в течение длительного времени. В то же время номинальной мощностью турбины принято считать ее максимально длительную мощность. Таким образом, наивыгоднейшим режимом работы для большинства турбин является нагрузка, соответствующая 0,8—0,9 от номинальной мощности турбины.

У конденсационных турбин при нагрузке в 50% от экономической удельный расход пара на 5—10% выше, чем при экономической нагрузке; понятно, что удельный расход пара с понижением нагрузки более резко возрастает у турбин с дроссельным регулированием.

Плавное протекание кривых часового и удельного расхода пара, изображенное на рис. 7-34 для турбин с сопловым регулированием, возможно только в идеальном случае, при бесконечно большом числе регулирующих клапанов. В действительности же число регулирующих клапанов невелико (чаще всего 4—5), и только при определенных нагрузках (например, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{1}$ и $\frac{5}{4}$ от экономической мощности) все соответствующие данной нагрузке клапаны открыты полностью. При всех промежуточных значениях нагрузки открывающийся последний клапан оказывает дросселирующее действие вследствие неполного открытия, что связано с дополнительным ухудшением к. п. д. Поэтому действительная кривая расхода пара при сопловом регулировании будет иметь вид, подобный изображенному на рис. 7-35. Как видно из этого рисунка, только точки 1, 2, 3, 4 и 5 будут лежать на кривой AB , соответствующей идеальному сопловому регулированию. Соответственно и кривая удельных расходов пара будет иметь вид, подобный изображенному на рис. 7-36, т. е. будет совпадать с кривой удельных расходов при идеальном сопловом регулировании только в точках, соответствующих полному открытию клапанов.

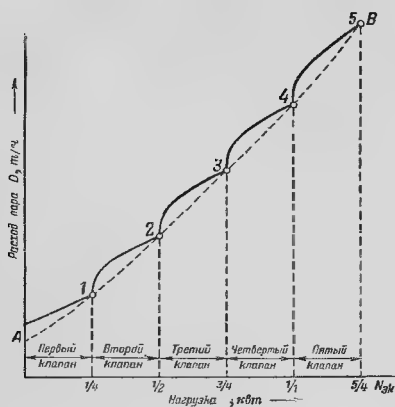


Рис. 7-35. Кривая полного расхода пара при сопловом регулировании.

Отсюда следует, что при распределении нагрузок между работающими в параллель агрегатами следует стремиться нагружать их так, чтобы у каждой из турбин все действующие регулирующие клапаны были открыты полностью, т. е. чтобы в них не происходило дросселирования пара. Иначе говоря, увеличение или уменьшение нагрузки каждой турбины должно идти ступенями, соответствующими точкам 1, 2, 3, 4 и 5 на рис. 7-35 и 7-36; промежуточные нагрузки, при которых какой-либо из кла-

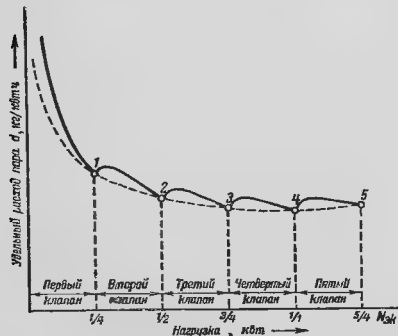


Рис. 7-36. Кривая удельного расхода пара при сопловом регулировании.

панов открыты только частично, следует по возможности избегать. Это мероприятие может дать существенную экономию пара.

Влияние изменения параметров пара на экономичность работы турбины

Изменения параметров свежего пара. Во время работы турбины могут изменяться давление свежего пара и его температура. При хорошо поставленной эксплуатации котельного цеха колебания параметров пара перед турбиной обычно невелики и, казалось бы, не имеют существенного значения. Однако на самом деле это далеко не так; в частности, понижение давления или температуры пара даже на относительно небольшую величину против номинальных параметров приводит к большому перерасходу пара.

Всякое изменение начальных параметров пара (p_0 , t_0 или обоих вместе) при неизменном давлении за турбиной приводит к изменению располагаемого теплоперепада¹ $h = (i_0 - i_1)$, в чем нетрудно убедиться по is -диаграмме. Следовательно, для того чтобы мощность N , развиваемая турбиной, осталась при этом неизменной, должен соответственно измениться расход пара D , так как

$$N_e = \eta_{\text{ос}} \frac{D(t_0 - i_1)}{860} \text{ кВт.}$$

Изменится, очевидно, и удельный расход пара d_e , так как он равен (стр. 38):

$$d_e = \frac{D}{N} = \frac{860}{\eta_{\text{ос}}(t_0 - i_1)}.$$

Кроме того, изменение рабочих условий отразится и на к. п. д. $\eta_{\text{ос}}$ турбины.

Данные испытаний показывают, что для конденсационных турбин, работающих при давлении свежего пара 25—30 атa и температуре 350—400° С, понижение температуры пара на 20° С от номинальной величины вызывает понижение к. п. д. турбины на 1% и увеличение удельного расхода пара примерно на 2,5% *.

¹ В турбинах с дроссельным регулированием снижение или колебание давления свежего пара скажется на экономичности только при полностью открытом дроссельном клапане.

* Расход тепла по станции при снижении температуры свежего пара на 20° С увеличится не на 2,5%, а только на 0,6—0,7%, так как для получения пара более низкой температуры нужно затратить меньше топлива.

Для турбины мощностью 50 000 квт, имеющей нормальный расход пара $d = 4,64 \text{ кг/квт} \cdot \text{ч}$ при полной нагрузке, перерасход пара выражается при этом солидной цифрой: 5,8 т/ч.

Понижение давления свежего пара при неизменной его температуре вызывает сдвиг вправо адиабаты на i -с-диаграмме (рис. 1-16); при неизменяющемся противодавлении это приводит к тому, что последние ступени турбины работают более сухим паром и к п. д. турбины несколько улучшается. Однако теплопадение уменьшается и расход пара увеличивается. По данным опытов увеличение расхода пара для турбин среднего давления составляет около 0,5% при понижении давления свежего пара на 1%.

Таким образом, понижение давления свежего пара на 3 ат для указанной выше турбины мощностью 50 000 квт повлекло бы увеличение удельного расхода пара примерно на 3%, т. е. перерасход 11,6 т пара в час.

Повышение давления и температуры свежего пара вызывает уменьшение удельного расхода пара. Однако повышение параметров сверх номинальных может повлечь опасные для турбины напряжения в деталях и послужить причиной аварий лопаточного аппарата. Поэтому в эксплуатационных инструкциях всегда точно указываются предельные нормы временных отклонений параметров пара от номинальных.

Что же касается перевода турбины на постоянную работу свежим паром с повышенными против номинальных параметрами, то эта возможность во многих случаях не исключена и может дать большой экономический эффект; однако проводить ее в жизнь не следует без предварительной консультации с заводом — изготовителем турбины или с соответствующей компетентной организацией (ЦКТИ, ОРГРЭС, ВТИ).

При заказе турбины часто оговаривается возможность длительной работы ее при температуре свежего пара, превышающей номинальную на 20—25°С; такие турбины в большинстве случаев допускают повышение температуры пара и в качестве постоянного мероприятия для улучшения к. п. д. машинного зала. Однако рядом с ними могут быть установлены турбины, для которых повышение температуры пара недопустимо. К ним относятся машины, страдающие от «роста» диафрагм (стр. 342) и коробления корпусов, имеющие латунные лопатки или ненадежные фланцевые шпильки в части высокого давления, и т. п.

Наличие таких турбин в машинном зале при обычных схемах паропроводов делает не возможным повышение температуры свежего пара и у остальных турбин. В таком случае следует принять меры к реконструкции «климатизирующих» турбин, заменив ненадежные детали более стойкими. В случае невозможности это сделать может оказаться целесообразным переделка (секционирование) сети паропроводов, что позволит изолированно снабжать эти турбины паром более низкой температуры. Наконец, может оказаться экономически целесообразной даже установка специальных парохладителей перед теми турбинами.

Изменение конечного давления пара. В главе, посвященной конденсационным установкам (стр. 200), мы рассмотрели влияние вакуума в конденсаторе на расход пара турбиной. Не возвращаясь к этому вопросу, укажем только, что пока вакуум значительно хуже некоторого предельного значения, углубление вакуума на 1% дает при всех нагрузках турбины почти одинаковое снижение часового расхода пара — на величину, равную приблизительно 1% от номинального расхода пара турбиной. Это равносильно тому, что углубление вакуума на 1% вызывает при неизменном расходе пара увеличение мощности турбины приблизительно на 1% от ее номинальной мощности.

Предельное значение вакуума зависит от: а) конструкции турбины, в основном — последней ступени ее, лопатки которой всегда рассчитаны на определенный объемный проток пара с определенными скоростями движения; понижение давления в конденсаторе (углубление вакуума) приводит к увеличению теплоперепада и одновременно к увеличению удельного объема отработавшего пара. Если поддерживать неизменным весовой расход пара через последние ступени турбины и углублять вакуум, то отказывается, что при некотором вакууме (давлении в конденсаторе) выигрыш в мощности турбины за счет увеличения теплоперепада сравнивается с проигрышем мощности за счет увеличения потерь с выходной скоростью пара из последней ступени (стр. 53); этот вакуум и будет предельным; углубление вакуума ниже предельного его значения явно бессмысленно, так как оно сопровождается снижением мощности турбины и ненужным охлаждением конденсата;

б) нагрузки турбины; дело в том, что предельная глубина вакуума не является величиной постоянной, а возрастает с уменьшением нагрузки. В большинстве случаев при неполных нагрузках предельная глубина ваку-

ума практически вообще не может быть достигнута.

Из вышеизложенного ясно, что эксплуатация турбины никогда не должна производиться с вакуумом глубже предельного, даже если он достигается без увеличения затрат энергии на собственные нужды.

Однако обычно углубление вакуума требует увеличения расхода охлаждающей воды, т. е. сопровождается увеличением расхода энергии на собственные нужды. В таком случае очевидно, что углубление вакуума целесообразно производить не до предельного вакуума, а лишь до тех пор, пока приращение мощности турбины за счет углубления вакуума сравняется с увеличением потребления мощности на привод циркуляционных насосов. То значение вакуума, при котором уже не получается дальнейшего повышения полезной мощности установки, называется экономическим, оптимальным или наиболее выгодным вакуумом. С этим вакуумом и нужно стремиться работать в эксплуатации.

Определение наиболее выгодного вакуума может быть выполнено опытным путем или посредством расчетов и графических построений. Интересующихся этим вопросом отсылаем к специальной литературе¹.

В отличие от параметров свежего пара, высота и постоянство которых в основном зависят от персонала котельного цеха, параметры отработавшего пара всецело находятся под контролем эксплуатационного персонала машинного зала. Поэтому борьба за экономический вакуум, имеющая очень большое значение для снижения себестоимости энергии и увеличения ее выработки, является одной из важнейших задач эксплуатационного персонала. Грязные, запущенные или неплотные конденсаторы не могут быть терпимы, так же как и бессмысленный расход энергии на прокачивание излишних количеств охлаждающей воды.

Перегрузка турбин сверх номинальной мощности

В практике небольших электростанций нередко возникает вопрос о допустимости нагружать ту или иную турбину выше ее номинальной мощности. Этот вопрос заслуживает внимательного рассмотрения.

Принципиальная возможность повышения мощности турбины определяется следующими соображениями. Рассматривая основную фор-

мулу, определяющую эффективную мощность турбины

$$N_e = \eta_{0e} \frac{D(i_0 - i_1)}{860} \text{ кет},$$

мы видим, что повышения мощности N_e можно достигнуть увеличением либо располагаемого теплоперепада $(i_0 - i_1)$, либо часового расхода пара D , так как непосредственно влияния на η_{0e} в сторону повышения мы не можем.

Увеличение $(i_0 - i_1)$ практически возможно путем: 1) повышения температуры свежего пара и 2) углубления вакуума (или снижения противодействия).

Выше (стр. 324) мы установили, что повышение начальной температуры пара на 20°C дает при неизменной N_e сокращение D примерно на 2,5%. Отсюда следует, что, сохраняя неизменным первоначальный расход пара D и повысив начальную температуру пара на 20°C , мы получим увеличение мощности на те же 2,5%. Однако, если клапаны пуска пара уже были полностью открыты, то при увеличении температуры свежего пара прежний весовой расход пара D осуществить окажется невозможным; в связи с увеличением его объема произойдет уменьшение весового расхода пара (почти на те же 2,5%), так что мощность турбины существенно не изменится. Кроме того, повышение температуры пара по указанным выше (стр. 325) причинам возможно не во всех случаях и только в ограниченных пределах.

Что же касается углубления вакуума, то это мероприятие может быть использовано только в редких случаях, так как конденсационные турбины, как правило, работают с вакуумом, близким к наибольшей достижимой глубине.

Значительный прирост мощности дает снижение давления отработавшего пара у турбин с противодействием (5–10% при снижении противодействия на 1 *ата*); однако технологический процесс производства, потребляющего отработавший пар, и возрастание механических напряжений в турбине редко допускают значительное снижение противодействия. Таким образом, увеличение $(i_0 - i_1)$ при неизменном D возможно в редких случаях и может дать только небольшой прирост мощности.

Основным способом перегрузки турбины следует считать увеличение расхода пара турбиной по сравнению с нормальным расходом пара. Достигнуть этого можно несколькими путями:

¹ См. В. П. Блюдов, Конденсационные устройства паровых турбин, Госэнергоиздат, 1951

1. Увеличением начального давления пара. Этот метод, если только оборудование котельной установки позволяет его применить, является одним из наиболее целесообразных. Расход пара турбиной прямо пропорционален начальному давлению пара; следовательно, при увеличении начального давления на 1% расход пара также возрастает на 1%. Одновременно несколько (при начальном давлении 30 ата — примерно на 0,5%) уменьшится удельный расход пара. Поэтому повышение начального давления на 1% обусловит прирост мощности примерно на 1,5%.

Станционное оборудование в ряде случаев может допустить повышение давления свежего пара порядка 1—2 ата. Таким образом, для электростанции с установленной мощностью 100 000 квт повышение давления с 18 до 20 ата (т. е. на 11%) дало бы прирост мощности, равный ориентировочно

$$\frac{100\,000 \cdot 1,5 \cdot 11}{100} : 16\,500 \text{ квт.}$$

2. Увеличением пропуска пара за счет запасов в проходных сечениях клапанов с сохранением номинального давления свежего пара. Большинство турбин имеет определенный запас в проходных сечениях регулирующих клапанов, обусловленный тем, что согласно гарантийным данным турбина должна развивать номинальную мощность даже при несколько пониженном давлении свежего пара и при повышенном противодавлении в летнее время (при плохом вакууме). Этот запас при дроссельном регулировании обеспечивается возможностью более полного открытия дросельного клапана, а при сопловом регулировании — возможностью включения дополнительной группы сопел.

Наконец, при обводном регулировании дополнительной нагрузка может быть осуществлена увеличением открытия перегрузочного клапана. Во всех случаях, когда при номинальной мощности и номинальном давлении свежего пара не все клапаны полностью открыты, имеется принципиальная возможность увеличить нагрузку турбины сверх номинальной.

Однако какой бы метод перегрузки из указанных выше ни был выбран, *вопрос о допустимости перегрузки данной турбины должен быть решен исследованием ее механической прочности и тепловых деформаций*. Одноверно должен быть выяснен вопрос о допустимости перегрузки генератора, соединенного

с турбиной, так как не исключена возможность того, что мощность агрегата будет лимитировать не турбина, а генератор.

При увеличении нагрузки турбины возрастают напряжения в следующих деталях:

а) В рабочих лопатках вследствие возрастания расхода пара и перепада тепла по ступеням, что вызывает появление дополнительных изгибающих лопатку напряжений. Наибольшую опасность перегрузка представляет для последних ступеней турбины, в которых возрастание перепадов тепла получается наибольшим, а лопатки сами по себе испытывают максимальные растягивающие усилия от действия центробежной силы.

б) В корпусе и диафрагмах вследствие перераспределения давлений внутри корпуса и возрастания тепловых деформаций. Повышение перепада давлений в отдельных ступенях может вызвать прогиб диафрагм и увеличение напряжений во фланцевом соединении корпуса (болтах, шпильках, фланцах), в результате чего может возникнуть неплотность фланцевого стыка

в) В упорном подшипнике вследствие увеличения осевого усилия в ступенях, пропускающих повышенное количество пара. Осевое усилие может особенно сильно возрасти в случае перетекания пара из одной ступени в другую вдоль вала через лабиринтовые уплотнения диафрагм, имеющие излишне большие зазоры. При этом давление перед рабочими дисками может повыситься настолько, что упорный подшипник окажется перегруженным.

По изложенным выше причинам *перегрузка турбины сверх номинальной мощности допустима только с разрешения центральной организации, в ведении которой находится данная станция*, после проверочного расчета турбины на прочность и детального обследования ее исправности.

Отметим, что расчет на прочность диафрагм не дает надежных результатов и в сомнительных случаях лучше проверить диафрагмы опрессовкой.

Для турбин с отбором пара имеется возможность перегрузки, не связанной с перенапряжениями в проточной части турбины. Дело в том, что обычно часть высокого давления турбин с отбором рассчитывается на пропуск пара, соответствующий максимальному отбору при полной нагрузке агрегата, а часть низкого давления рассчитывается на пропуск пара при полной нагрузке турбины без отбора из нее пара. Таким образом, для каждой турбины может быть найдена определенная об-

ласть режимов, в которой через части высоко-го и низкого давления будут проходить такие количества пара, что турбина разовьет мощность выше номинальной. При этом корпус, диафрагмы, ротор и лопаточный аппарат турбины будут работать в условиях, не выходя-

щих за пределы расчетных, и, следовательно, не будут испытывать опасных перенапряжений. Поверочного расчета может потребовать только упорный подшипник¹, который будет испытывать усилия, превышающие усилие при номинальном режиме.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

БОЛЕЗНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И МЕРЫ ИХ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ

Болезни паровой турбины, как и любой другой сложной машины, многочисленны и разнообразны; рассмотреть их все в книге, которая не посвящена специально этому вопросу, не представляется возможным. Поэтому в этой главе мы остановимся только на неисправностях, которые являются специфическими для турбины, и оставим в стороне те повреждения, которые может получить любая другая машина.

Болезни электрической части турбогенератора мы затронем только постольку, поскольку они связаны с работой паровой части. Болезни конденсационного устройства будут рассмотрены в гл. 9.

Начиная эту главу, укажем, что в эксплуатационной практике зарегистрировано очень много случаев, когда бдительность и опытность обслуживающего персонала предотвращали серьезные аварии. Имея дело с турбогенераторами, следует помнить, что выход из строя и вынужденный простой мощной машины обходится стране в конечном счете гораздо дороже самого ремонта, который сам по себе не дешев; поэтому нельзя пренебрегать никакими мерами предосторожности, и при малейшей ненормальности работы машины нужно немедленно найти причину и устранить ее.

АВАРИИ В ТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

Аварией в энергохозяйстве принято называть всякое нарушение нормального режима работы, сопровождающееся вынужденным прекращением или снижением отпуска энергии потребителям, или уменьшением установленной мощности. Авария может произойти как вследствие повреждения оборудования, так и без него. Как в первом, так и во втором случае причиной аварии может быть:

- а) неправильная эксплуатация установок;
- б) дефекты конструкции, материала или изготовления оборудования.

Значительная часть аварий происходит по вине эксплуатационного персонала. К таким

авариям относятся те, которые возникают в результате:

- а) прямых ошибок персонала при пусках, остановках и переключениях оборудования;
- б) недостаточной квалификации и невнимательности персонала, несвоевременно или неправильно реагирующего на ненормальные явления в работе машины;
- в) плохо или несвоевременно выполненного ремонта.

Внедрением строгой дисциплины, улучшением обучения и инструктажа персонала и повышением качества ремонта оборудования аварии по вине персонала могут и должны быть изжиты полностью. Практическая возможность этого подтверждается безаварийной работой лучших эксплуатационников в течение многих лет.

Аварии вследствие дефектов оборудования в основном обусловлены ошибками конструкторов при расчетах и проектировании турбины, при выборе материалов для ее деталей, а также ошибками заводского и монтажного персонала в технологическом процессе изготовления и сборки оборудования.

Таким образом, и здесь причина кроется в людях, ответственных за данный участок работы. Большинство дефектов оборудования, даже после выпуска его заводом, еще может быть своевременно обнаружено и исправлено в процессе пробной эксплуатации и последующей ревизии машины или установлено на опыте эксплуатации ранее пущенных однотипных машин. Отсюда следует, что «теория», утверждающая невозможность работать без аварий, есть технически реакционная, вредная установка, основанная на непонимании действительных причин аварийности.

Наиболее частыми авариями без повреждения оборудования являются: преждевременное срабатывание предохранительного выключателя, срыв вакуума, заеда-

¹ У турбин, имеющих два упорных подшипника, каждый из них будет работать в пределах расчетных усилий.

ние клапанов и прямые ошибки персонала при изменениях режима работы оборудования, вызывающие сбрасывание нагрузки.

ВИБРАЦИИ ТУРБИН И ИХ ПРИЧИНЫ

Общие сведения

Выше (стр. 96) мы уже дали определение понятия «вибрация» и рассмотрели явление резонанса, говоря о колебаниях валов паровых турбин при переходе через критические числа оборотов; в этом разделе мы остановимся на вибрациях, появляющихся во время работы турбины на номинальном числе оборотов.

Вибрации машины, состоящей из некоторого числа подвижных и неподвижных деталей, могут быть местными, т. е. сосредоточенными главным образом в одном каком-либо месте машины, или общими, т. е. более или менее равномерно распределенными по всей машине.

Всякий, даже вполне исправный, турбогенератор во время работы в небольшой степени вибрирует. При любой почти неисправности турбогенератора вибрации усиливаются и могут стать опасными для его целостности. *Усиление вибрации турбогенератора против нормальной является внешним признаком того, что в машине появилась какая-то неисправность.*

Нужно, однако, иметь в виду, что вибрации таких деталей турбины, как лопатки, и диски, обычно мало отражаются на характере вибрации турбины в целом, т. е. не вызывают усиления общих вибраций машины. Поэтому наличие таких вибраций особенно опасно, так как может быть обнаружено только после поломки вибрировавших деталей от усталости, о чем можно судить по характеру излома и другим признакам, о которых будет сказано ниже.

Причины вибраций турбин можно разделить на три основные группы:

1. Причины конструктивного характера, зависящие от недостатков конструкции данной машины.

2. Причины монтажного характера, зависящие от неправильности сборки или установки машины.

3. Причины эксплуатационного характера, зависящие от неисправностей и повреждений, появляющихся в результате неправильной эксплуатации или изнашивания машины.

Вибрации дисков

Диск турбины, как всякое упругое тело, способен приходить в колебательное состояние под влиянием периодически действующих внешних импульсов.

Существует два основных вида колебаний дисков:

1. Колебания, при которых диск выгибается, принимая зонтообразную форму без узловых окружностей (рис. 8-1) или с узловыми окружностями (рис. 8-2).

2. Колебания, при которых соседние поля диска, разделенные диаметром, отклоняются во взаимно противоположных направлениях; эти колебания могут происходить вокруг двух, трех или большего числа узловых диаметров¹ (рис. 8-3 и 8-4).

Колебания двух первых видов при недостаточном жестких дисках могут быть вызваны вибрациями ротора в осевом направлении, например, вследствие неисправности упорного подшипника или соединительной муфты. Нередко причиной их является подсаживающее действие струй пара в ступенях с полным подсосом пара.

Как известно, рабочие лопатки обычно выполняют несколько больше, чем соответствующие им сопла (рис. 8-5). Делается это главным образом на случай возможной неточности сборки турбины. Из-за этой разницы высот при работе турбины возникает подсаживающее действие; струи пара, перетекающие через зазор между кромками сопел и рабочих лопаток, увлекают с собой пар из полости А перед диском; струи пара, перетекающие через зазор между лопатками, понижают давление в этой полости. С другой стороны, пар, перетекающий из предыдущей ступени вдоль вала через уплотнение диафрагмы, стремится заполнить полость А. Если отсос пара окажется больше его по-



Рис 8-1
Схема зонтообразных вибраций диска.

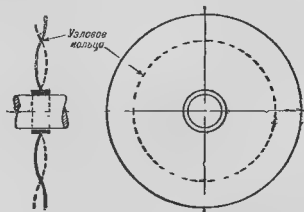


Рис 8-2. Схема вибраций диска вокруг одного узлового кольца.

¹ Узловыми окружностями и узловыми диаметрами называются окружности и диаметры, образованные точками, в которых прогиб диска при колебаниях постоянно равен нулю

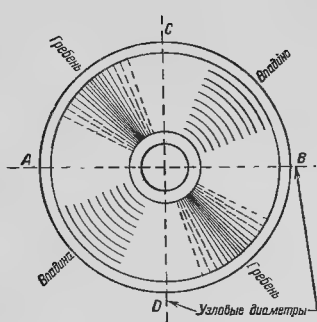


Рис. 8-3. Схема вибраций диска вокруг двух узловых диаметров.

ступления в полость *A*, то давление в ней может стать ниже, чем с обратной стороны диска, вследствие чего диск слегка выгнется и обод его приблизится к диафрагме. Наступающее при этом уменьшение зазора между диафрагмой и диском вызовет ослабление подсоса, давление в полости *A* снова повысится, и диск спружинит в обратную сторону. Как только обод диска отойдет от диафрагмы, подсос снова усилится и процесс повторится. В результате возникнут непрерывные колебания диска; однако у правильно построенной и собранной турбины они никогда не доходят до величины, при которой эксплуатация турбины могла бы стать опасной. Во всяком случае число аварий, вызванных такими вибрациями, незначительно, а интенсивность их может быть снижена устройством в дисках разгрузочных отверстий достаточного сечения.

Гораздо большую опасность представляют колебания вокруг узловых диаметров. На рис. 8-3 схематически показан характер деформации диска при колебаниях вокруг двух узловых диаметров, а на рис. 8-4 — развертка обода диска при этих колебаниях, причем сплошная и пунктирная кривые показывают положение обода диска при максимальной амплитуде колебаний.

Вибрации этого вида в ступенях с парциальным подводом пара могут быть вызваны прерывистым характером действующих на лопатки сил. Каждая лопатка под действием струи пара слегка отгибается, проходя

мимо сопла, и возвращается в начальное положение в простенках между группами сопел; в результате этого явления возникает общая вибрация диска.

В ступенях с полным подводом пара аналогичный эффект может оказать какое-либо отклонение от правильной формы одного или нескольких сопловых каналов, например неточная пригонка стыка лопаток в разьеме диафрагмы. В этом случае правильная форма соплового канала нарушается и каждая рабочая лопатка, проходя мимо стыка, подучает толчок¹.

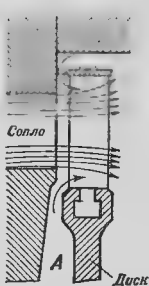


Рис. 8-5. Подсасывающее действие струи пара.

Воздействию импульса последовательно подвергаются все точки окружности диска, так как по мере его вращения в турбине каждая точка обода проходит мимо источника возмущающей силы (например, дефектного сопла). При этом образуется статическая (стоячая в пространстве) волна, узловые диаметры которой расположены против источников возмущающей силы, а гребни — между ними.

Прогиб, имевший место в какой-либо точке диска, обегает затем вдоль окружности диска при его вращении. Следовательно, вибрацию диска можно представить себе и как вращение узловых диаметров относительно диска со скоростью, равной скорости вращения ротора турбины, но в обратном направлении.

При неблагоприятном стечении обстоятельств может оказаться, что собственная частота колебаний диска совпадает с частотой возмущающих сил (толчков струй пара) и тогда наступает резонанс колебаний, который может стать опасным для турбины.

Если f — число узловых диаметров, а n — число оборотов диска в минуту, то частота колебаний будет, очевидно, равна fn . Критическое число колебаний, при котором возникает явление резонанса, определяется для каждого диска и разных чисел узловых диаметров путем расчета или экспериментальным путем.

Для последней цели диск вращают с различными скоростями перед одним или несколькими электромагнитами, создающими вибрацию с нужным числом узловых диаметров, и регистрируют число и амплитуду его колебаний. Полученные результаты изображают графически, получая характеристику колебаний диска.

На рис. 8-6 показаны такие характеристики для двух дисков. На этой диаграмме видно, что с возрастанием числа узловых диаметров возрастает и частота колебаний дисков. В точке *A* характеристика диска № 1 пересекается с линией *OB*, соответствующей частоте возмущающей силы при номинальном числе оборотов турбины и разных числах узловых диаметров. Следовательно, при четырех узловых диаметрах наступит резонанс колебаний, который может вызвать



Рис. 8-4. Развертка обода диска, изображенного на рис. 8-3.

¹ Ввиду большой трудности получения правильных стыков в диафрагмах с залитыми лопатками в последнее время начали применять диафрагмы с косыми стыками (рис. 3 14), так что разрезанные лопатки в разьемах отсутствуют.

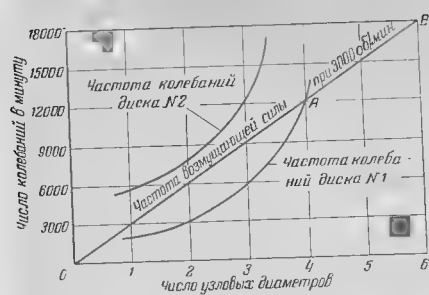


Рис. 8-6. Частотные характеристики двух турбинных дисков.

аварию; очевидно, что такой диск не следует устанавливать на турбину. Характеристика диска № 2, как более жесткого, нигде не пересекается с линией *ОВ*, и применение его для турбины на 3 000 об/мин безопасно.

Кроме описанных причин вибрации, могут быть и другие, связанные с ошибками в конструкции или выполнении машины. Известен случай, когда ненормальная вибрация происходила в связи с эксцентричным расположением сопловых каналов в литых диафрагмах, из-за чего струя пара, с одной стороны, ударяла в тело диска, а с другой, — по верхушкам лопаток. В другом случае причиной вибрации был неправильный подвод отработавшего пара вспомогательной турбины, который поступал в одну точку четвертой ступени главной турбины; после того, как этот пар распределили равномерно по окружности ступени, вибрация прекратилась.

Интересно отметить, что на частоту колебаний диска влияет температура. Если диск равномерно прогреет, то повышенная температура диска приводит к снижению частоты собственных колебаний его (за счет снижения модуля упругости). Но если обод диска оказывается прогретым сильнее, чем втулка (что обычно имеет место и особенно заметно при повышении нагрузки), то это приводит при зонтобразных колебаниях к повышению частоты вследствие растягивающего действия более прогретых наружных слоев диска и их противодействия прогибу диска.

При вибрациях вокруг узловых диаметров наблюдается обратное явление, так как горячий обод, расширяясь, стремится увеличить прогибы диска; поэтому частота собственных колебаний в этом случае понижается.

Таким образом, резкое изменение нагрузки турбины может привести к резонансу колебаний, если характеристика диска такова, что

разность между частотой колебаний диска и частотой возмущающей силы невелика. Очевидно, что при эксплуатации таких турбин следует особенно осторожно подходить к изменению режима работы турбины.

Следует заметить, что причиной сильных вибраций дисков может быть попадание в резонанс вследствие работы турбины с пониженным числом оборотов.

Заметной вибрации турбинных дисков можно избежать применением настолько жестких дисков, чтобы при любой практически возможной частоте возмущающей силы во время работы турбины частота колебаний диска всегда была более высокой (как у диска № 2 на рис. 8-6).

Диски более тонкие, имеющие меньшую жесткость и сравнительно невысокую частоту собственных колебаний (см. диск № 1 на рис. 8-6), «настраивают». Настройка заключается в том, что путем сгибания части металла с поверхности диска между ободом и втулкой (рис. 8-7) изменяют частоту собственных колебаний диска так, чтобы была исключена возможность резонанса при числе оборотов турбины, близком к номинальному. Настройка дисков не исключает возможности резонанса при работе турбины с пониженным числом оборотов, так как обычно в настраиваемых дисках запас от резонанса при нормальном числе оборотов невелик.

Аварии дисков в результате вибраций представляют собой редкое явление, но по последствиям они крайне тяжелы, так как влекут за собой полное разрушение турбины.

Авария обычно начинается с появления трещины в теле диска вследствие усталости его материала. Известно, что кусок металла, подвергающийся действию переменных нагрузок, ломается при напряжениях, значительно меньших, чем те, которые необходимы, чтобы сломать его при постоянной нагрузке.

Пределом усталости стали называют то наибольшее напряжение, которое выдерживает без поломки образец металла при 10 млн. перемен нагрузки. При нагрузках более низких, чем предел усталости, материал может выдерживать практически любое число перемен нагрузки.

Максимальные напряжения в таких деталях, как лопатки, диски и другие части тур-



Рис. 8-7. «Настройка» турбинного диска.

бин, обычно имеют место в переходных точках профиля детали, очерченного малым радиусом закругления, например в углах и сечениях, ослабленных отверстиями. Поэтому и трещины вследствие усталости материала диска появляются в первую очередь в этих местах

Характерная в этом смысле авария произошла на одной американской станции с турбиной 30 000 лет. От одного из дисков диаметром 2740 мм при вращении его с числом оборотов 1500 об/мин оторвалось два куска весом 206 и 188 кг, полностью разрушивших не только турбину, но и генератор вследствие поломки вала. При осмотре диска было обнаружено, что линия излома на некоторой части его практически совпадает с глубокой риской, оставленной резцом при обточке диска (рис. 8-8). Несомненно, что в сечении диска, ослабленном этой риской, имела место концентрация напряжений, вследствие чего был превышен предел усталости материала

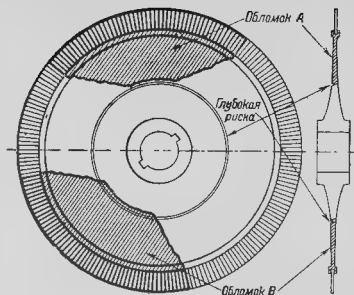


Рис. 8-8. Диск, разорвавшийся вследствие дефекта обработки наружной поверхности.

Из вышеизложенного следует, что при каждой ревизии турбины диски должны быть тщательно образом обследованы, в особенности в опасных сечениях, с целью своевременно обнаружить появившуюся трещину и тем предотвратить катастрофическую аварию турбины. Диски с трещинами должны быть заменены; заварка трещин не допускается; запрещается также сверление отверстий в дисках при их балансировке.

Вибрации лопаток и бандажей

Вибрации лопаток и бандажей служат сравнительно частой причиной аварий лопаточного аппарата, вызывая поломки лопаток и бандажей из-за усталости материала. Возмущающие силы, вызывающие вибрацию, в общем те же, что и рассмотренные нами выше, т. е. неравномерность шарового потока в турбине. Следует добавить, что у реактивных турбин часто бывает увеличенное расстояние между крайними направляющими лопатками, расположенными у плоскости горизонтального разреза корпуса. Эти разрывы в венцах направляющих лопаток создают тенденцию к вибрациям с частотой, равной двойному числу оборотов ротора.

Всякая лопатка во время работы турбины в той или иной степени вибрирует, как упругое тело, испытывающее переменную нагрузку. Предупреждение опасной величины вибрации, вообще говоря, есть дело конструктора турбины, который должен путем расчета и последующего экспериментального исследования образца лопатки создать такую конструкцию ее, чтобы *собственная частота колебаний лопатки по возможности больше отличалась от числа, равного или кратного (в 2—6 раз) частоте возмущающей силы при рабочем числе*

оборотов, т. е. чтобы при работе турбины не мог наступить резонанс колебаний от первой до шестой кратности. Резонанс может наступить при совпадении собственного числа колебаний лопатки или лопаточного пакета с частотой возмущающей силы или с числом колебаний другой массы, например диска, всей турбины, фундамента или даже деталей соседней развешиваемой турбины в момент какого-то определенного числа оборотов последней. Возможность резонанса обычно возрастает при ослаблении крепления лопатки на диске, когда частота собственных колебаний лопаток уменьшается по сравнению с расчетной величиной.

С другой стороны, само ослабление крепления лопаток и бандажей иногда является первым следствием вибрационных явлений.

Вибрационные характеристики лопаток проверяются расчетным путем при их проектировании. Однако большое число приводящих факторов, не поддающихся точному учету при расчетах (жесткость закрепления лопаток в дисках, жесткость крепления бандажей и т. д.), делает эти расчеты недостаточно надежными. Кроме того, после некоторого периода эксплуатации турбины вибрационные характеристики могут измениться в результате износа лопаток и ослабления их посадки на дисках, ухудшения связи с бандажами и т. д.

Поэтому большое значение имеет экспериментальное определение вибрационных характеристик лопаточных пакетов непосредственно на облопаченных роторах при ремонте турбин. Для этой цели исследуемый пакет лопаток приводят в колебание ударом резинового молотка и записывают колебания при помощи осциллографа. Получив таким образом данные о действительной частоте собственных ко-

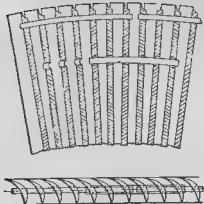


Рис. 8-9. Бандажный проволочный мостик.

лебаний поочередно всех пакетов лопаток данного ротора, можно установить, какие из них требуют замены или укрепления ввиду близости частоты их колебаний к зонам резонанса.

Мерой выведения лопаток из резонанса может быть замена лопаток на другие с усиленным профилем или дополнительная прошивка лопаток проволочным бандажом. Нередко помогает также улучшение связи лопаток с имеющимися бандажами. В наиболее тяжелых условиях обычно находятся крайние из лопаток, связанных в пакет общим бандажом, так как закрепление их наименее жестко.

В тех случаях, когда установлен только один ряд бандажей, можно связывать крайние лопатки соседних пакетов проволочным мостиком; проволоку берут примерно на 1 мм толще основного бандажа и пропускают ее через три — пять лопаток с каждой стороны пакета (рис. 8-9), припаявая к крайним лопаткам.

Вибрация лопаток усиливается при скоплении осадков, загромождающих междуплотночные каналы и создающих неравномерный, пульсирующий подвод пара, а также изменяющих частоту собственных колебаний лопаток.

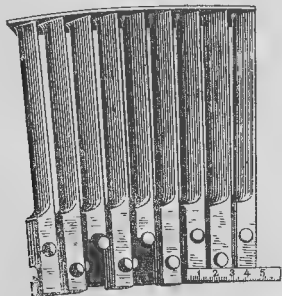


Рис. 8-10. Лопатки турбины ТН-165, сломавшиеся в результате вибрации

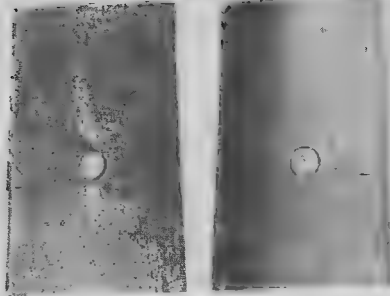


Рис. 8-11. Трещины в лопатках, проходящие через отверстия для бандажа.

Излом лопатки, связанный, как правило, с ее усиленными вибрациями, чаще всего происходит у корня и в местах, ослабленных отверстиями, в особенности если края их не закруглены (рис. 8-10 и 8-11), т. е. в участках концентрации напряжений в материале; чрезвычайно опасны остро подрезанные углы в хвостовой части лопаток.

Излом происходит от усталости материала и обычно имеет следующий вид: частично мелкозернистая структура, иногда с кривыми линиями, подобными годичным кольцам на торце деревянного бруска; частично небольшой участок с крупнозернистым строением; этот участок получается при обрыве уже ослабленного трещиной сечения лопатки (рис. 8-12). Наличие такого излома у лопатки всегда с достоверностью указывает, что причиной аварии была вибрация.

Трещины в большинстве случаев начинаются на выходной кромке лопатки, как более тонкой. Лопатки, связанные проволочными бандажами, иногда в результате вибраций ломаются в месте, ослабленном отверстием для пропуска проволоки (рис. 8-11), причем

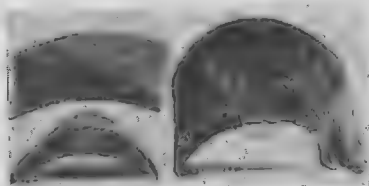


Рис. 8-12. Излом лопаток, характерный для вибрационной усталости

трещина начинается с отверстия; нередко это объясняется плохой раззенковкой отверстий и очень часто это бывает связано с перегреванием лопаток при пайке бандажей, что приводит к хрупкости металла. При неудачном расположении или недостаточном сечении бандажной проволоки происходят обрывы ее у основания лопаток.

Общие вибрации турбины

Ненормальная вибрация турбины, не обладающей органическими (конструктивными) дефектами, может появиться в результате многих причин монтажного и эксплуатационного характера. Вообще говоря, почти каждая неисправность турбины вызывает вибрации с большей или меньшей степенью интенсивности.

Причины монтажного характера вызывают вибрации, проявляющиеся при пуске в ход вновь установленного¹ или отремонтированного турбогенератора и усиливающиеся при дальнейшей его эксплуатации; причины эти могут лежать не только в турбине, но и в генераторе и даже в паропроводах или фундаменте. В основном их можно разделить на четыре группы:

1. Неправильная балансировка (уравновешивание) вращающихся деталей.

2. Несовпадение осей валов турбины и генератора (неправильная центровка).

3. Неправильный монтаж нагреваемых деталей, не предусматривающий их свободного и безвредного температурного расширения.

4. Недостаточные или несимметричные зазоры между подвижными и неподвижными деталями.

В некоторых случаях сильные вибрации вызываются совокупностью ряда незначительных в отдельности дефектов монтажа, причем устранить их уда- ся только полным переомонтажем машины.

Правила монтажа турбогенераторов и методика проведения отдельных монтажных работ излагаются в специальных трудах. Принципы и методика уравнивания роторов изложены на стр. 100. Здесь мы не будем рассматривать всех этих вопросов, а коснемся лишь некоторых погрешностей монтажа, приводящих к вибрациям турбины, поскольку они представляют большой интерес для эксплуатационного персонала

¹ Исключение составляют вибрации из-за осадки фундамента, которые могут возникнуть через значительный промежуток времени после установки турбогенератора, но по существу являются следствием не правильно выполненных монтажных работ.

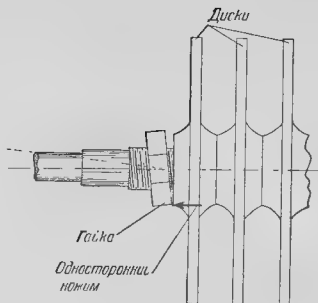


Рис. 8-13. Искривление вала по причине неперпендикулярности торцевой поверхности гайки.

Выше (стр. 107) мы говорили о том, что при неравномерном прогреве или охлаждении ротора он приобретает кривизну, которая дает себя знать вибрациями машины при последующем пуске. Возможны, однако, случаи, когда ротор искривляется и вызывает вибрации турбины, несмотря на то, что при прогреве ее были соблюдены все меры предосторожности.

Причиной таких вибраций может быть неправильная насадка дисков на вал. Здесь может быть несколько случаев:

1. Между втулками дисков и концевой гайкой нет достаточного зазора; при расширении втулок от нагревания торцы втулок начинают нажимать на гайку и, если ее торцевая поверхность, как это изображено в сильно увеличенном виде на рис. 8-13, не лежит в плоскости, перпендикулярной оси вала, то нажим получается односторонним и вал изгибается.

2. Диски насажены с большим натягом, причем втулки их имеют значительную высоту торцевого среза; при этом возможно, что втулка одного диска, расширяясь, начнет односторонне нажимать на втулку другого (рис. 8-14); если последняя из-за тугой посадки не подается, то вал будет изгибаться.

Очевидно, что при изгибах вала ротор терять свою уравновешенность.

3. В одном случае причиной вибрации оказалась слишком тугая посадка на вал дисков последних ступеней турбины; во время работы вал добавочно разогревался от уплотнения стороны низкого давления и расширялся настолько, что деформировались диски. После того как втулки были слегка расшаблены изнутри для ослабления посадки, вибрация прекратилась. С другой стороны, и слишком сла-

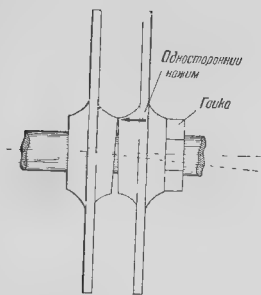


Рис. 8-14. Искривление вала из-за отсутствия зазоров и непараллельности торцевых срезов втулок дисков.

боя посадка дисков тоже может служить причиной вибрации.

Отметим еще, что причиной вибрации ротора нередко бывает касание лабиринтовых уплотнений шейкой вала, так как при этом от одностороннего нагрева вал изгибается. Этот вопрос подробнее рассмотрен ниже (стр. 347).

Значительную роль может сыграть также неправильная затяжка, расточка или шабровка подшипников. Всякий ротор, как бы хорошо он ни был уравновешен, слегка вибрирует при работе машины. Если зазор между вкладышем и валом слишком мал, то при вибрации вала последний будет периодически прерывать масляную пленку и соприкасаться с вкладышем; это повлечет за собой усиление вибраций и нагревание вкладыша. Для исправления нужно осторожно подшабрить вкладыш до получения зазора требуемой величины.

Нередко вибрация вызывается также аксиальными колебаниями ротора генератора, вызванными действием магнитного поля статора на ротор при несимметричном положении последнего относительно магнитного поля. Эти колебания обычно сопровождаются ударами в соединительной муфте. Наконец, частыми причинами вибраций являются неправильная центровка валов турбогенератора и невозможность свободного расширения корпусов турбины в достаточных пределах.

Причины эксплуатационного характера в основном могут быть сведены в следующие группы:

1. Ослабление закрепления отдельных деталей ротора турбины или генератора, упругие и пластические деформации или перемещение этих деталей, влекущие за собой пере-

мещение центра тяжести вращающейся массы.

2. Недостаточный или неправильный прогрев турбины перед пуском, в связи с чем турбина пускается с искривленным ротором или нарушенной центровкой.

3. Нарушение первоначально правильной балансировки вращающихся масс, которое может произойти из-за вылетевших лопаток, сильного разьедания или загрязнения лопаток и т. д.

4. Деформация (коробление) корпуса из-за роста чугуна, неравномерного прогрева турбины перед пуском или давления паропровода на ее корпус.

5. Недостаточная или некачественная смазка, разработка подшипников.

6. Повреждение обмотки генератора.

7. Слишком перегретый пар.

Определение причин вибрации

Определение причины вибрации турбины часто является задачей очень сложной и требует от обслуживающего персонала большой опытности; дать точные указания тут не представляется возможным, так как работу по определению причин вибрации часто приходится производить путем постепенного исследования всей машины. Методика такого исследования изложена ниже; там же дана таблица основных причин и признаков вибраций.

Напомним только, что наблюдающаяся у большинства турбин легкая вибрация на определенных числах оборотов, появляющаяся при развертывании турбины и исчезающая при повышении числа оборотов, не представляет собой ничего ненормального; она указывает на то, что ротор переходит через свое критическое число оборотов или число оборотов, отличающееся от критического в целое число раз.

Метод исследования турбогенератора при появлении вибраций. Если наблюдается ненормальная вибрация, то необходимо произвести тщательное исследование машины согласно следующей инструкции:

1. При наличии жестких муфт необходимо проверить, не происходит ли вибрация вследствие заклинивания муфты. Необходимо дать турбине примерно половинное число оборотов, закрыть пар и тотчас же открыть его снова. Если муфта заклинилась, то эта операция должна освободить заклинивание.

2. Если причина лежит не в заклинивании муфты, то в первую очередь необходимо выяснить, происходит ли вибрация вследствие неисправности турбины и генератора. Для

Основные причины вибрации турбогенератора и метод их устранения

Общие причины	Характерные признаки	Неисправности, могущие быть причиной указанных вибраций	Что требуется сделать
I. Неуравновешенность масс или сил	1—8. Однообразная равномерная вибрация всей турбины. Число периодов вибрации соответствует числу оборотов. Вибрация несколько уменьшается с повышением нагрузки. Интенсивность вибрации зависит от степени неуравновешенности	1. Неправильная центровка валов 2. Неправильен вес уравнивающих масс или они неправильно расположены 3. Засорены лопатки 4. Лопатки изношены или имеется сильная коррозия 5. Неравномерно прогрев ротор перед пуском 6. Возникают неуравновешенные силы как следствие больших напряжений и деформаций 7. Смещения проводники в генераторе 8. Неравномерное междулежное пространство между ротором и статором генератора 9. Блуждающий контакт в обмотке ротора	1. Проверить установку валов 2. Отбалансировать ротор 3. Очистить лопатки 4. Сменить изношенные лопатки 5. Снизить число оборотов 6. Общих указаний дать не представляется возможным 7. Укрепить обмотку и отбалансировать ротор 8. Произвести правильный монтаж 9. Отыскать поврежденное место часто бывает чрезвычайно затруднительно. Если изоляция уже старая, то лучше произвести перемотку ротора
II. Плохая установка валов	Вибрация переменной периодичности, легкая при холостом ходе, становится сильнее при увеличении нагрузки	1. Эксцентричное соединение муфты 2. Неравномерная осадка фундамента 3. Передача давления на корпус турбины; вследствие температурных деформаций паропровод давит на турбину	Проверить и сделать соответствующие исправления
III. Недостатки фундамента и креплений	Явления резонанса в соседних частях здания. Вибрация ощущается во всем турбогенераторе и постоянна при всех нагрузках	1. Неправильная заливка фундаментной плиты или жесткое крепление фундаментной плиты 2. Неравномерное прилегание фундаментной плиты, вызванное неравномерной осадкой	Проверить и сделать соответствующие исправления
IV. Подвижность частей ротора вследствие ослабления креплений или износа	Вибрация местного характера, ощущается главным образом у подвижной части. Иногда слышен дребезжащий звук, треск или шум при пуске или остановке	1. Чрезмерный зазор в подшипниках 2. Ослабление шарового гнезда подшипника 3. Ослабление креплений в составном роторе 4. Ослабление проводников в пазах генератора 5. Ослабление болтов на муфте	1. Требуется перезаливка вкладки или их смена 2—5. Устранить слабины креплений в соответствующих местах
V. Трение внутри турбины	Непормальная, сосредоточенная в одном месте, вибрация. Шум меняется с числом оборотов. Во время пуска и остановки иногда слышен звук от задеваний внутри турбины	1. Соприкосновение между рабочими и направляющими лопатками 2. Недостаточные радиальные зазоры или неправильная их установка 3. Прогиб или рост диафрагмы или восьмерка рабочего диска	1. Немедленно остановить машину и проверить установку упорного подшипника и состояние рабочих и направляющих лопаток 2. Проверить радиальные зазоры и выяснить причину их изменения. Сделать соответствующие исправления. 3. Требуется консультация компетентных лиц

Общие причины	Характерные признаки	Неисправности, могущие быть причиной указанных вибраций	Что требуется сделать
VI. Неисправности в парогро- воде	Необычный шум у выпуска пара. Резкое понижение температуры пара. Сильная вибрация турбины	4. Неисправность упорного подшипника или неправильная его установка 1. Попадание воды с паром 2. Попадание накипи и твердых частиц с паром 3. Неравномерный выпуск пара вследствие дефектов в парорегулирующих органах	4. Осмотреть упорный подшипник, проверить его установку и сделать соответствующие исправления 1. Немедленно остановить машину и выяснить причину 2. Продуть паропровод и осмотреть паровую сетку 3. При первой возможности остановки на ремонт произвести соответствующие исправления парорегулирующих органов
VII. Неисправность уплотнений	Местная вибрация. Нагревание вала или корпуса уплотнений	1. Неправильная установка лабиринтовых уплотнений или недостаточные зазоры 2. Недостаточный диаметр угловых колец 3. Засорение водяных уплотнений	1. Остановить машину и сделать соответствующие исправления 2. Пригнать коды по шаблону 3. Очистить уплотнения и питать их конденсатом
VIII. Неисправность смазочной системы	Слабая вибрация. Шумный ход машины	1. Нарушение масляной пленки вследствие недостаточного притока масла или полного прекращения подачи масла 2. Неудовлетворительное масло (омылывание, образование эмульсии и т. д.) 3. Слишком низкая температура масла	1. Немедленно остановить машину, выяснить причину и сделать соответствующие исправления 2. Остановить машину, сменить масло и установить надлежащий контроль за качеством масла 3. Прогреть масло перед пуском или развертывать турбину очень медленно
IX. Неправильный монтаж	Вибрация появляется только тогда, когда температура перегрева достигает определенной величины, обычно меньшей расчетной	1. Давление подводящего паропровода на корпус турбины вследствие пературных деформаций 2. Неправильная установка ротора	1. Исправить установку подводящего паропровода 2. Проверить установку ротора
X. Чрезмерный перегрев пара	Вибрация появляется только тогда, когда температура перегрева достигает определенной величины, обычно большей расчетной	Чрезмерный перегрев, на который машина не рассчитана	Не допускать перегрева выше номинального
XI. Неисправность дополнительного аппарата турбины	Вибрация с частотой, равной числу оборотов турбины. Нагревание упорного подшипника	Засорение междуплоточных каналов накипью, вследствие чего повысилось осевое давление и нарушилась уравновешенность ротора	Промыть турбину на ходу или вскрыть турбину и прочистить лопатки. Обратить внимание на качество питательной воды и режим работы котла

этой цели разъединяют соединительную муфту и пускают одну турбину.

3. Если выяснилось, что неисправность лежит в генераторе, то соединяют муфту и пускают турбогенератор на холостой ход без возбуждения и затем с возбуждением. Если вибрации возникают только при возбужденном магнитном поле, то имеется короткое замыкание в магнитной обмотке, и машина должна быть исследована специалистом в электрической части. Если вибрации остаются также и при выключенном возбуждении генератора, то

это указывает на механический недостаток: ротор неправильно смонтирован или недостаточно точно отбалансирован. Поэтому необходимо проверить, лежит ли ротор в должном положении и достаточны ли зазоры в подшипниках. Если центровка произведена правильно, необходимо произвести балансировку ротора.

4. Если вибрация происходит только в одной турбине, то необходимо произвести следующие проверки в определенной последовательности, которая зависит от конструкции

турбины и лучше всего может быть указана заводом-поставщиком:

а) Если между турбиной и конденсатором имеется сальниковый компенсатор, то таковой не должен заклиниваться; сальник с обеих сторон по оси турбины должен иметь одинаковый, достаточно значительный зазор (2 5 мм на сторону).

б) Если опорные лапы конденсатора прилегают болтами, то последние должны быть снабжены дистанционными втулками. Когда болты затянуты, между гайкой и подкладной шайбой должен остаться небольшой зазор (см. рис. 3-4).

в) Каждая турбина имеет мертвые и свободные опоры. Свободные опоры дают свободу температурным деформациям корпуса турбины. Болты свободных опор должны быть снабжены дистанционными втулками, назначение которых то же, что и указанное в предыдущем параграфе.

г) Если свободная опора турбины находится со стороны упорного подшипника, то возможно, что свободная опора приподнимается от плиты или перекашивается (см. рис. 8-20) при удлинении корпуса турбины. Проверку необходимо произвести при разных нагрузках и температурах перегрева.

д) В период работы турбины происходит износ гребней или сегментов упорного подшипника, что может привести к касанию лабиринтовых гребней разгрузочных поршней, если таковые имеются, внешних и промежуточных уплотнений или рабочих дисков и лопаток. Необходимо проверить износ упорного подшипника, его установку, и если износ велик, то выяснить причины его, устранить их, и, перезалив подшипник, правильно установить его на место.

е) Вибрации могут происходить также от разрывки червячной передачи к регулятору и масляному насосу. Поэтому необходимо проверить по краске прилегание зубцов червяка и червячного колеса. Дальше надо посмотреть, не малы ли зазоры между зубцами, которые не должны упираться с обеих сторон (стр. 351).

ж) Масляный насос должен легко вращаться. Надо проверить, в порядке ли муфта горизонтального приводного вала, если таковая имеется, и не заедают ли оба вала.

з) Необходимо проверить по температуре масла осевое давление на упорный подшипник, которое может быть выше допустимого вследствие засорения или износа рабочих и направляющих лопаток, а в реактивных турбинах и от неисправности разгрузочных поршней и т. п.

и) Подводящий паропровод в нагретом состоянии может тянуть корпус пускового клапана или производить на него давление. Для проверки необходимо отпустить болты на фланце паропровода, когда последний находится в горячем состоянии. При этом фланцы не должны расходиться и не должны быть сильно прижаты.

к) Если при устранении вышеуказанных неисправностей вибрация не прекращается, то следует проверить, не погнут ли вал. При реактивной турбине в составном роторе нужно посмотреть, не вышел ли конец вала с цапфой из барабана и не имеется ли сдвига цапфы по отношению к барабану ротора.

В табл. 8-1 (стр. 336) дана сводка основных причин вибраций турбогенераторов и методы их устранения.

ВОДЯНЫЕ УДАРЫ

Причиной водяных ударов, происходящих при увлечении паром в турбину значительных количеств воды и нередко вызывающих серьезные повреждения турбины, как правило, бывает то или иное упущение персонала котельной или машинного зала.

Таким образом, эта группа аварий целиком может быть отнесена к категории аварий, происходящих по вине эксплуатационного персонала.

Заброс воды из котельной установки в паропровод свежего пара может произойти по одной из следующих причин:

1. Внезапная перегрузка котла. Резкое увеличение расхода пара вызывает падение давления в котле; при этом температура воды в котле оказывается выше температуры, соответствующей понижившемуся давлению, вследствие чего часть воды мгновенно превращается в пар, т. е. происходит бурное парообразование во всем объеме воды. Из-за увеличения количества пузырьков пара в воде уровень воды в котле при этом сильно повышается, что может привести к забросу воды в пароперегреватель, а из него — в паропровод.

2. Перепитывание котла, т. е. повышение уровня воды в котле выше нормального, по недосмотру обслуживающего персонала или из-за неисправности автомата, регулирующего подачу питательной воды в котел.

3. Вслепывание воды в котле, происходящее при плохом качестве питательной и котловой воды [большое содержание растворенных солей и различных примесей, в особенности масла (или нефти)].

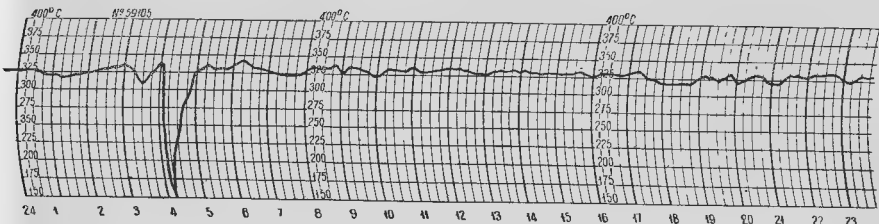


Рис. 8-15. Кривая, записанная регистрирующим температурой пара термометром, указывающая на происшедший в 4 и 15 мин. водяной удар.

4. Заполнение пароперегревателя конденсатом во время перерывов в работе и выбрасывание его в паропровод при включении котла.

Водяной удар может произойти и во время пуска турбины, если паропровод и ее паровая коробка не были тщательно прогреты и продукты, а также при переполнении конденсатом конденсационных горшков и водоотделителей.

Наконец, при наличии в паропроводе «водяных мешков», т. е. низких мест, в которых скопляется конденсат вследствие недостатка или неправильного расположения дренажных отводов, водяные удары возможны также при резких увеличениях нагрузки: внезапное повышение скорости пара вызывает увлечение массы скопившегося конденсата, образующегося в паропроводе «водяной поршень», который может со значительной силой ударить в турбину, даже при наличии водоотделителя. Наибольшей опасности при этом обычно подвергается турбина, присоединенная к наиболее удаленному от котельной концу паропровода, в особенности если она работает с перерывами.

Признаками попадания воды в турбину обычно служат:

1) резкое понижение температуры свежего пара, отмечаемое термометром на паропроводе перед турбиной (рис. 8-15); это наиболее надежный признак;

2) выбрасывание воды и влажного пара из арматуры на линии свежего пара и из фланцевых стыков корпуса высокого давления;

3) понижение числа оборотов турбины (или сбрасывание нагрузки при параллельной работе) и появление вибрации, шума и ударов внутри нее;

4) повышение давления в конденсаторе (ухудшение вакуума);

5) повышение температуры масла, выходящего из упорного подшипника; иногда даже выбивание масляных паров из него.

Некоторые из этих признаков иногда отсутствуют.

Казалось бы, что от удара воды, попадающей в турбину, в первую очередь должны страдать лопатки первых ступеней. Практически же часто оказываются поврежденными средние или даже последние ступени (рис. 8-16). Это может быть объяснено следующим образом.

Увлекаемая паром вода обладает значительной кинетической энергией и может разрушить любую недостаточно прочную деталь, стоящую на ее пути. Однако, прежде чем попасть в турбину, вода проходит через водоотделитель, воспринимающий первый удар, за тем через клапаны и извилистые паровые каналы, причем ее кинетическая энергия постепенно уменьшается. Поэтому говорить о кине-

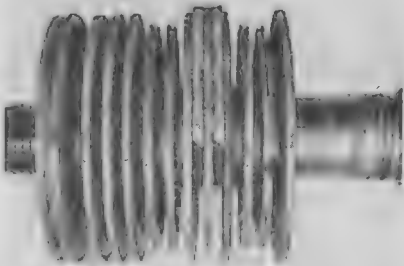


Рис. 8-16 Ротор турбины, поврежденный водяным ударом.

гической энергии воды как основной причине разрушения внутренних элементов турбины едва ли правильно.

Протекание процесса внутри турбины, по-видимому, таково

При большом количестве воды, попавшей в турбину, и отсутствии ее отвода лопаточный аппарат оказывается частично погруженным в воду. Отбрасываемая при вращении ротора вода образует вращающееся кольцо.

Увеличение потерь в турбине, связанное с наличием таких водяных колец, общей большой влажностью пара и работой ступеней далеко не в расчетном режиме, а также уменьшение располагаемого теплоперепада приводят к резкому снижению числа оборотов турбины (или сбросу нагрузки). Вследствие снижения числа оборотов регулятор полностью открывает паровпускные клапаны и в турбину поступает добавочное количество пара.

Толчки давления, воспринимаемые корпусом, дополнительные усилия от центробежных сил воды и неравномерное остывание фланцевых соединений и корпуса при забросе в турбину воды приводят к неплотности фланцевых соединений и выбиванию из них пара и воды.

Колебания в расходе пара и изменение степени реактивности в ступенях турбины приводят к большой нагрузке упорного подшипника. Нагрузка может особенно сильно увеличиться, если вращающееся в турбине водяное кольцо в какой-то мере заполнит каналы между лопатками той или иной ступени. При этом произойдет повышение давления перед такой ступенью и понижение давления за нею, что связано с тем, что расход пара через ступень уменьшится, а подача пара в турбину останется неизменной. Тогда разность давлений с обеих сторон диска может оказаться очень значительной, и она будет существовать до тех пор, пока вода, движущаяся значительно медленнее, чем пар, не протечет через лопаточные каналы ступени. Этот процесс очень непродолжителен, и осевое давление при нем имеет характер толчка. Однако при этом может расплавиться баббит упорного подшипника, и если пар немедленно не будет закрыт, т. е. не прекратится осевое давление, нормальное или увеличенное от присутствия воды внутри турбины, то изнашиваются и более твердые, чем баббит, части упорного подшипника; ротор передвигается по направлению к части низкого давления и происходит соприкосновение статора и ротора как в уплотнительных коробках, так и внутри турбины между дисками и диафрагмами. При этом диск нагревается со стороны выхода пара, а диафрагма — со стороны входа пара.

В местах трения ободов дисков о диафрагмы происходит сильное нагревание вплоть до того, что край обода диска размягчается и даже срывается, а лопатки выстают, иногда целым сегментом, скрепленным баббидом. При этом, естественно, повреждаются в первую очередь те ступени, в которых осевой зазор был наименьшим.

Вода, попавшая в турбину в большом количестве, может вызвать и иного рода аварию. Вода может в какой-то мере заполнить проходные сечения сопел в диафрагме какой-либо ступени. Тогда давление пара перед диафрагмой будет быстро возрастать, а за диафрагмой — падать. Разность давлений может достигнуть такой величины, что данная диафрагма окажется не в состоянии ее выдержать и может прогнуться на величину большую, чем имеющийся зазор за диафрагмой. Тогда произойдет заедание диафрагмы за диск. При этом диафрагма будет натерта со стороны выхода пара, а диск — со стороны входа пара. Заедание может произойти в любом месте диафрагмы в зависимости от того, какая часть диафрагмы окажется слабее и где зазор окажется меньше.

Из вышеприведенного следует, что для предохранения турбины от сильных разрушений при попадании значительного количества воды необходимо *немедленно закрыть доступ пара в турбину*. Удары воды в водоотделитель обычно достаточно громки; услышав их или заметив другие указанные выше признаки водяного удара, *машинист должен немедленно закрыть предохранительный выключатель и открыть продувку на прямую*.

Продувку на прямую нужно открывать, вообще говоря, не только в случае явного водяного удара, но и при каждом значительном понижении температуры свежего пара.

При выбеге турбины, останавливаемой вследствие гидравлического удара, прежде чем пустить вспомогательный масляный турбонасос, необходимо тщательно продуть паропровод, подводящий пар к турбонасосу, чтобы в турбинку насоса не попала вода, которая может ее разрушить.

Время выбега остановленной турбины нужно отметить, и если оно окажется меньше нормального, то обязательно следует вскрыть и осмотреть упорный подшипник. Если же во время выбега внутри турбины слышны подозрительные шумы, то необходимо вскрыть и турбину.

Мерой предупреждения водяных ударов, кроме правильной эксплуатации котельной, является рациональное устройство дренажа паропроводов и турбины; при невысоком дав-

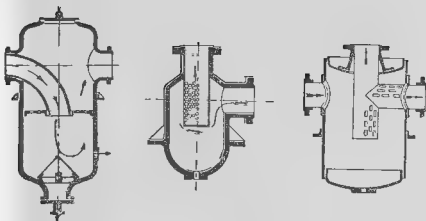


Рис. 8-17. Вододелители различной конструкции.

лении пара применяется также установка вододелителей (рис. 8-17), которые, однако, оправдывают свое назначение лишь при достаточной вместимости и хорошей конструкции.

Перед пуском турбины после ее остановки все дренажные линии должны быть открыты; закрывать их и обводные линии у конденсационных горшков можно только после включения машины на нагрузку (стр. 292-296). Самый пуск нужно производить очень осторожно, открывая пусковой клапан постепенно на небольшую величину.

При включении котлов в работу и при переходе с одной паровой магистрали на другую персонал котельной должен ставить об этом в известность машинистов турбин, так как эти моменты являются наиболее опасными в смысле возможности водяных ударов.

Ввиду того, что с момента заброса воды из котла в пароперегреватель до момента попадания ее в тур-

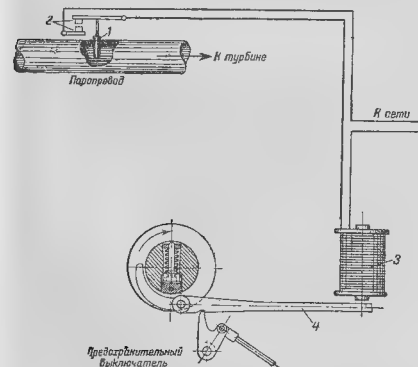


Рис. 8-18. Принципиальная схема защиты турбины от водяного удара.

бину проходит некоторое время (при длинном паропроводе - до нескольких секунд), представляет практический интерес возможность использования этого времени для отключения турбины от паропровода еще до попадания воды в нее. Для этой цели было предложено несколько схем защиты, использующих понижение температуры пара за пароперегревателем как импульс для работы реле, выключающего турбину.

В принципе такая защита должна работать следующим образом: на паропровод свежего пара в точке, по возможности удаленной от турбины, устанавливается термостат 1 (рис. 8-18), действие которого основано, например, на расширении металла от нагревания. При понижении температуры пара до установленного предела термостат замыкает контакты 2, вследствие чего в обмотку электромагнита 3 поступает электрический ток. Электромагнит притягивает рычаг 4, связанный с предохранительным выключателем, и турбина отключается от паропровода.

В практической работе такие схемы достаточноым образом проверены не были.

ПРОГИБЫ ДИАФРАГМ

Диафрагма паровой турбины, представляя собой стенку, разделяющую два соседних диска, испытывает нагрузку, направленную в сторону низкого давления; величина нагрузки зависит от разности давлений по обеим сторонам диафрагмы и от величины поверхности диафрагмы. Под влиянием этой нагрузки диафрагма во время работы турбины прогибается. Этот прогиб ни при каких условиях не должен быть больше заданной при расчете турбины предельной величины, определяемой зазорами в проточной части турбины. Напряжения в материале диафрагмы также не должны превышать безопасного предела.

Расчет на прочность диафрагмы, представляющей собой конструкцию, состоящую из двух полуколец с залитыми, приваренными или приклепанными по окружности направляющими лопатками, очень сложен и недостаточно надежен. Поэтому готовые диафрагмы обычно проверяют на турбостроительном заводе опрессовкой (гидравлическим испытанием).

Наибольшую трудность представляет конструирование диафрагм большого размера. Достаточно сказать, что для круглых неразъемных пластин одинаковой толщины и при одинаковой разности давлений напряжения в материале возрастают пропорционально второй степени диаметра диафрагмы, а максимальный прогиб — пропорционально четвертой степени его. К таким тяжелым последствиям может привести чрезмерный прогиб диафрагмы, показывавшая авария, имевшая место на электростанции в Бостоне (США) с турбиной 35 000 квт.

Во время работы турбины с нагрузкой 32 000 квт обслуживающий персонал услышал сильный шум внутри турбины, указывавший на какое-то задевание.

Вместо того, чтобы остановить турбину, была сделана попытка устранить заедание путем регулировки упорного подшипника при помощи имеющегося на турбине приспособления.

Однако шум и вибрация настолько усилились, что персонал в панике сбжежал от турбины. Через короткое время раздался страшный удар, и турбина разлетелась на части. Обследование показало, что диафрагма 18-й ступени прогнулась до такой степени, что пришла в соприкосновение с ободом диска; от трения развилась настолько высокая температура, что обод диска приварился к диафрагме и, сорвав крепящие диафрагму шпильки, начал вращаться в корпусе. В конечном результате половинки диафрагмы были отброшены центробежной силой в стороны, причем был разбит корпус и разрушена вся турбина.

Рассмотрим, при каких условиях возможен сильный прогиб диафрагмы.

1. Резкий наброс нагрузки на турбогенератор, вызванный сбросом нагрузки параллельно работающей машиной. При этом число оборотов турбины, принимающей нагрузку, снижается, паровпускные клапаны открываются и пар, устремляющийся в турбину, вызывает перераспределение давлений по ступеням. Если внутренние ободы ступеней невелики, то пар заполнит их почти мгновенно и разность давлений на диафрагмы практически сразу установится такой же, как при нормальной работе турбины с данным расходом пара.

Если за какой-либо диафрагмой имеется камера большого объема, то для заполнения ее дополнительным паром потребуются несколько больший промежуток времени, в течение которого диафрагма будет подвергаться действию повышенной разности давлений. Большой объем имеют все камеры, из которых производится отбор пара, к которым присоединены перепускные трубы между корпусами и т. д. Поэтому диафрагмы, расположенные перед такими камерами, подвергаются толчкообразным повышениям разности давлений при резких возрастаниях нагрузки машины.

Причиной, вызвавшей прогиб диафрагмы в описанном выше случае, явилось то, что другая турбина, работавшая на одну сеть с турбиной 35 000 квт, мгновенно сбросила нагрузку около 10 000 квт из-за повреждения в электрической части. Этот сброс нагрузки вызвал резкую перегрузку турбины 35 000 квт, произошло перераспределение давлений по ступеням, и диафрагма № 18, как находившаяся в наименее благоприятных условиях, прогнулась до соприкосновения с диском.

2. Перегрузка турбины сверх номинальной мощности; при этом нагрузка на диафрагмы возрастает до величин, превышающей расчетную, и при отсутствии достаточного запаса жесткости диафрагмы могут прогнуться до недопустимых пределов.

3. Колебания нагрузки, вызывающие перераспределение температур в проточной части турбины. При сбросах нагрузки температура части низкого давления нередко значительно повышается и диафрагмы последних ступеней прогреваются быстрее, чем массивная выхлопная часть корпуса. Если диафрагмы вставлены в выточки корпуса без достаточных зазоров, то, расширяясь, они могут прогнуться в сторону низкого давления, а направляющие лопатки в них коробятся, нередко с образованием трещин.

4. Аналогичное коробление может произойти вследствие роста чугунных диафрагм.

Поч «ростом» чугуна подразумевают увеличение объема чугуниной детали, происходящее после того, как она некоторое время подвергалась действию высокой температуры и затем была охлаждена. Ни железо, ни сталь не обладают этим свойством; после нагревания и охлаждения они сохраняют свой первоначальный объем. Основное отличие чугуна от железа и стали заключается в содержании углерода; как известно, химически чистое железо совсем не содержит углерода, сталь содержит его в небольшом количестве (0,05—0,7%), а чугун содержит сравнительно много (2,5—3%).

Кроме того, в стали углерод находится в виде химического соединения с железом (карбид железа), а в чугуне только меньшая часть углерода химически связана с железом, большая же часть находится в свободном состоянии в виде графита, обволакивающего отдельные частицы железа; этим, например, объясняется тот факт, что опилки чугуна пачкают руки. При нагревании чугуна происходит распадение карбида железа на железо и углерод, т. е. выделение графита; это сопровождается увеличением объема, так как объем графита в 3 раза превышает объем карбида железа. Наиболее энергично этот процесс происходит при температуре около 400°С.

Другим фактором, влияющим в известных пределах на рост чугуна, является содержание в его составе примесей, в частности кремния и марганца; первый способствует выделению графита, а второй задерживает его. К сожалению, содержание этих примесей в чугуне не может быть произвольным, а указывается соотношениями механической прочности. Наконец, на рост чугуна, по-видимому, оказывает влияние также его окисление, происходящее во всей массе металла.

Изменение структуры чугуна при его росте сопровождается значительным понижением его прочности; наблюдались случаи, когда

чугун корпуса турбины после продолжительной эксплуатации становился настолько мягким, что его можно было резать ножом.

Наиболее вредное влияние рост чугуна имеет на диафрагмы турбин. Постепенное увеличение диаметра диафрагмы вызывает настолько сильное давление на стенки корпуса, рост которого протекает медленнее из-за охлаждения наружными воздушом, что происходит или искривление лопаток соплового венца диафрагмы, или выпучивание самой диафрагмы, или нарушение плотности стыка частей корпуса. В практике автора с турбинами выпусков 1911—1914 гг. рост диафрагм выражался для первых ступеней в среднем 1—2 мм в год при температуре свежего пара 325° С.

Таким образом, приходилось оставлять между телом диафрагмы и стенками корпуса некоторый зазор, который постепенно «зарастал» в эксплуатации. В современных турбинах часть высокого давления корпуса и соответствующие диафрагмы отливают из стали или из специального «перлитного» чугуна, рост которого протекает гораздо медленнее.

Из изложенного следует, что эксплуатационный персонал должен при ревизиях турбин, имеющих чугунные диафрагмы, устанавливать их в корпусе турбины, *хорошо центрируя и оставляя достаточные зазоры на «рост».*

Что же касается турбин, имеющих заводом слабые диафрагмы (это относится, например, к турбинам типа ТП-165), то по отношению к ним должна соблюдаться особая осторожность при изменении режима нагрузки; работа с перегрузкой таких турбин без замены диафрагм на более прочные недопустима.

5. Наконец, неоднократно наблюдались случаи прогиба диафрагмы при водяных ударах. Об этом мы говорили подробно раньше (стр. 340).

Добавим еще, что в практике электростанций бываю случаи, когда турбина должна временно работать с обезлопаченным диском какой-либо ступени вследствие поломки лопаток и невозможности их немедленной замены. Если при этом в целях повышения к. п. д. будет удалена также диафрагма аварийной ступени, то это повлечет за собой перегрузку предыдущей ступени, которая должна будет сработать значительно увеличенный по сравнению с расчетным перепад давлений, что может вызвать недопустимый прогиб диафрагмы этой ступени. Поэтому при обезлопачивании дисков *запрещается вынимать диафрагмы перед обезлопаченными дисками.*

АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ УПОРНЫХ И ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Аварии упорных подшипников часто приводят к тяжелым последствиям, так как сдвиг ротора, происходящий при выплавлении подшипника, нередко влечет за собой задевание ротора о неподвижные детали. Выплавление баббита у сегментных подшипников обычно происходит настолько быстро, что машинист не успевает обнаружить повышение температуры масла и своевременно остановить турбину. Поэтому *толщина баббитовой заливки сегментов должна делаться меньше минимального осевого зазора, имеющегося в турбине.* Сами сегменты выполняются из материала, могущего некоторое время работать после выплавления заливки, например из фосфористой бронзы. Эти мероприятия могут спасти турбину от серьезных повреждений, но при обязательном условии, что доступ свежего пара будет немедленно закрыт, как только обнаружится резкое повышение температуры или шум в подшипнике.

Некоторые турбины современной конструкции снабжены предохранительным приспособлением (реле осевого сдвига), которое должно прекратить подвод пара к турбине при сдвиге ротора (рис. 3-98). Однако полагаться целиком на такое приспособление не следует, так как действие приспособления наступает только после сдвига ротора на какую-то величину, т. е. по существу только тогда, когда авария уже началась. Правильным решением вопроса является создание защиты, действующей не при сдвиге ротора, а при повышении осевого давления сверх установленного предела; работы в этом направлении вестуся в наших научно-исследовательских институтах.

Возможны следующие причины аварий упорного подшипника:

1. Водяной удар и вызванное им резкое толчкообразное повышение осевого давления. Характер этого явления уже рассмотрен выше.

2. Повышение осевого давления из-за утечек пара вдоль вала через чрезмерно большие зазоры лабиринтовых уплотнений диафрагм. При этом, кроме основного потока пара, идущего через лопатки нормальным путем, образуется второй поток, протекающий вдоль вала в камеру следующей ступени и повышающий в ней давление. Если разгрузочных отверстий в диске этой ступени не имеется или их сечение недостаточно, то давление на диск настолько возрастает, что может, передаваясь на подшипник, сильно перегрузить его.

3. Повышение осевого давления из-за засорения осадками (накипью) междупаточных каналов, при котором повышается степень реактивности вследствие сужения проходных сечений и искажения правильной формы каналов (стр. 52). Подобный же эффект может дать сминание выходных кромок рабочих лопаток какой-либо ступени; такое сминание может произойти вследствие повреждения кромок посторонним предметом, например вылетевшей лопаткой, застрявшей затем в пле диаграммы.

4. Плохое качество масла и загрязнение масла волокнами, остающимися после обтирки деталей паклей и концями, или попадание в масло твердых посторонних частиц из плохо промытых после монтажа или ремонта маслопроводов и резервуаров.

В соответствии с этим следует пользоваться для обтирки турбин только чистыми сортированными тряпками с подшитыми краями. После каждой ревизии турбины необходимо промывать масляную систему горячим маслом и продувать паром. После этого производится дальнейшая промывка системы прокачиванием масла с установкой муслиновых фильтров между фланцами маслопроводов у подшипников; промывка производится до полного исчезновения следов грязи на фильтрах. При прокачивании масла желательно установить фильтр из частой сетки перед вспомогательным масляным насосом.

5. Попадание воздуха в подшипник из-за образования воздушных мешков в маслопроводах; при этом происходит нарушение масляной пленки на сегментах. Маслопроводы должны быть проложены так, чтобы скопление воздуха в них было невозможно.

6. Неправильный монтаж подшипника, в частности неверная установка стопорных болтов 5 (рис. 3-42), из-за чего шаровая опора подшипника не может свободно перемещаться в своем гнезде.

Пример неправильной установки стопорного болта показан на рис. 8-19. Стопорные болты, имеющиеся у упорных подшипников турбин ЛМЗ прежних выпусков, должны быть установлены в шаровой опоре с зазорами порядка 1,5 мм по окружности и 3 мм с торца для того, чтобы опоры могли свободно самоустанавливаться в пределах этих зазоров. Известен случай, когда авария произошла вследствие того, что стопорные болты, имеющие разные размеры, были перепутаны при сборке подшипника после ремонта турбины и торец одного из болтов упирался в шаровую опору, как это показано на рис. 8-19.

7. Плохое качество баббитовой заливки сегментов подшипника, именно наличие в заливке включений бронзовых, стальных или чугунных опилок и крупноок.

Ввиду того что присутствие твердых включений в заливке может привести к серьезной аварии турбины, все вкладыши и сегменты перед установкой должны быть тщательно проверены. Наличие чугунных и стальных включений может быть установлено при помощи намагниченной иглы, подвешенной на нитке.

В отдельных случаях наблюдалось выкрашивание баббита в виде крупных зерен (кристаллитов) из заливки сегментов. Причиной этого явления следует считать чрезмерную хрупкость баббита вследствие неудачного подбора основных частей сплава (например, наличия значительного количества меди) или перегрева баббита при заливке.

Кроме указанных выше, в практике встречаются случаи перегрузки и аварий упорного подшипника, связанные с влиянием магнитного поля генератора и появлением осевых усилий, направленных навстречу потоку пара.

Влияние магнитного поля генератора проявляется следующим образом. При возбужденном генераторе магнитное поле стремится установить ротор генератора точно в середине поля статора. Если положение ротора не совпадает с полем статора, то при работе турбогенератора возникает осевое усилие, стремящееся установить ротор в указанное положение. Величина этого усилия возрастает с увеличением нагрузки.

Если ротор турбины связан с ротором генератора жесткой муфтой (или разбег в подвижной соединительной муфте недостаточен), то это усилие передается валу турбины и в случае совпадения направлений магнитного усилия и парового осевого усилия упорный подшипник может быть перегружен. В случае

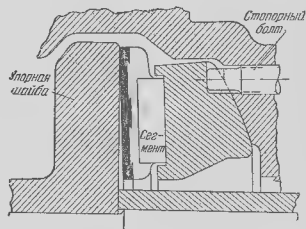


Рис. 8-19. Неправильная установка стопорного болта сегментного подшипника ЛМЗ прежних выпусков.

же противоположного направления этих усилий могут оказаться нагруженными «нерабочие» (называемые часто уставочными) сегменты упорного подшипника, установленные с обратной стороны упорного гребня, нормально не нагруженные и потому не рассчитанные на значительное осевое давление.

Осевые усилия, направленные навстречу потоку пара, могут появиться, очевидно, и в том случае, если в каких-либо ступенях турбины давление за диском окажется больше давления перед диском. Такой случай может произойти, если в камере перед первым диском (обычно это двухвечный диск, часто не имеющий разгрузочных отверстий) давление понизится, например, вследствие увеличения утечки пара через переднее уплотнение при малом зазоре между ободом диска и соплами. Аналогичное положение может возникнуть при сбросе нагрузки вследствие резкого уменьшения степени реактивности регулирующей ступени или при работе с пониженным числом оборотов вследствие уменьшения реактивности всех ступеней турбины.

При значительной величине этих усилий может произойти расплавление баббита «нерабочих» колодок и сдвиг ротора против направления потока пара в турбине.

Опорные подшипники в конструктивном отношении проще упорных, и как аварии, так и неполадки с ними встречаются реже. Отметим из них следующие:

1. Повреждение (изъявление) вкладышей паразитными токами, возникающими в агрегате вследствие ряда причин, которые будут рассмотрены ниже. По этой же причине может происходить порча (потемнение) масла, повреждение червячной передачи к регулятору и появление язвы на шейках вала. Мерой защиты служит тщательная изоляция стойки подшипника возбудителя от фундаментной плиты или изоляция вкладыша от корпуса (см. стр. 352).

2. Повреждение или чрезмерный нагрев подшипников из-за неправильной расточки или шабровки; основные указания по этому вопросу были даны в гл. 3.

3. Выкрашивание и появление трещин в заливке вкладышей; причиной этого явления может быть неудачный состав баббита или его перегрев при заливке.

4. Отслаивание баббита от чугунового или стального тела вкладыша вследствие неправильно произведенной заливки.

5. Неравномерное (одностороннее) изнашивание вкладыша, сопровождающееся повышением его температуры. Обычной причиной является деформация подшипника или его

стойки от нагрева; в особенности это относится к подшипнику стороны высокого давления, который сильно нагревается от расположенного рядом корпуса турбины. Обращенная к турбине сторона вкладыша от нагрева расширяется сильнее противоположной стороны, в связи с чем подшипник перекашивается и вкладыши начинают брать одной стороной. Для устранения этого явления нужно изолировать подшипник от теплового излучения нагретых частей турбины (рис. 7-21).

Перекашивание подшипника может происходить также вследствие неудачной конструкции соединения корпуса турбины со стойкой подшипника, которую имеют, например, турбины прежних выпусков некоторых заводов (рис. 8-20). Корпус турбины и подшипник связаны при помощи фланцев 1 и 2, один из которых прилит к нижней половине корпуса, а другой — к стойке подшипника. Между фланцами заложены шпонки, удовлетворительно предохраняющие соединение от расцентровки при расширении корпуса турбины в радиальном направлении. Однако его расширение в осевом направлении такое соединение воспринимает плохо. При изменении температурного режима корпуса его массивные соединительные фланцы прогреваются (а следовательно, и расширяются) гораздо медленнее, чем сравнительно тонкостенная нижняя часть корпуса. При этом на стойку подшипника может передаваться опрокидывающее усилие, в результате которого ось *AB* примет положение *CD*. Соответственно изменит свое положение и вал, передний конец которого будет приподнят, а часть шейки, лежа-

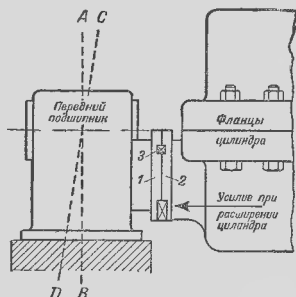


Рис. 8-20. Неудачная конструкция соединения корпуса турбины с передним подшипником как причина аспирационной работы подшипника и задевания вала за уплотнение.

щая внутри концевой уплотнения, может коснуться лабиринтовых гребней.

Такое перекашивание стойки переднего подшипника обычно может быть обнаружено по натирям на краях баббитовой заливки вкладыша, а также замерено щупом, подсунутым под стойку подшипника. Очной из мер ликвидации перекашивания, давшей хорошие результаты, является установка стальных прокладок толщиной около 2 мм у горизонтальных шпонок 3, с тем чтобы создать двухмиллиметровый зазор у вертикальной шпонки и по всему фланцевому стыку. При этом давление на стойку будет передаваться только через прокладки, а избыточное удлинение нижней части корпуса турбины будет компенсироваться зазором.

6. Неудовлетворительная работа подшипников в связи с неудовлетворительным качеством масла (стр. 310—315).

7. Неполадки и аварии вследствие чрезмерно низкого уровня масла в масляном баке турбины.

Серьезная авария по этой причине имела место на одной электростанции с турбиной мощностью 8000 квт фирмы АЭГ.

Машинист заметил усиленную вибрацию турбины. Через некоторый промежуток времени из среднего подшипника турбины показался дым. Турбина была моментально выключена предохранительным выключателем. Был пущен вспомогательный масляный насос и

срван вакуум. Турбина быстро остановилась, что указывало на повреждение подшипников.

При вскрытии опорных подшипников оказалось, что баббитовая заливка нижней части всех вкладышей расплавлена и иатянута на верхнюю часть вкладышей. Особенно пострадал средний подшипник, концевые подшипники повреждены в меньшей степени.

При вскрытии турбины обнаружено, что лабиринтовые уплотнения как со стороны впуска пара, так и в выпускной части совершенно сработаны, так как с расплавлением подшипников ротор осел. Все лабиринтовые уплотнения на диафрагмах также были сработаны.

При обследовании масляной системы, маслопровода, маслоохладителя и зубчатого (главного) масляного насоса никаких дефектов обнаружено не было.

Обследование же масляного бака турбины показало, что уровень масла в нем был на 105 мм ниже края короба, из которого его забирают насосы. В то же время попадать в этот короб из бака масло могло, только переливаясь через его края.

Следовательно, причиной аварии явилось прекращение подачи масла масляным насосом турбины из-за недопустимо низкого уровня масла в масляном баке. Обслуживающий персонал не знал конструкции масляного бака этой турбины и не имел ясного представления о нормальном уровне масла в нем. Кроме того, на баке отсутствовали отметки предельных уровней как верхнего, так и нижнего, а персонал ориентировался по веревочке, висящей на масломерном стекле.

За уровнем масла в баке турбины нужно вести постоянное наблюдение. Каждая турбина, как правило, должна быть снабжена указателем уровня поплавкового типа (рис. 8-101); шкала должна иметь четкие отметки допустимых пределов изменения уровня.

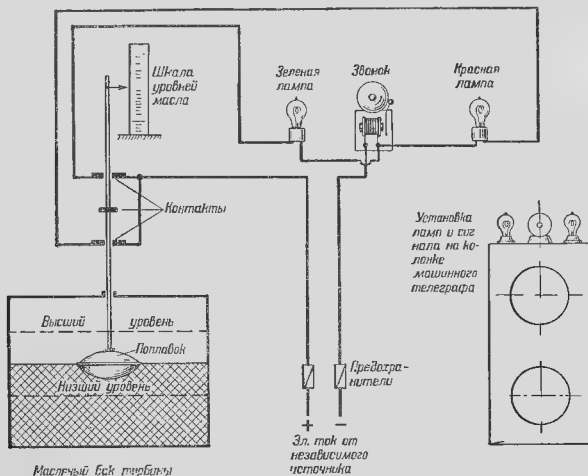


Рис. 8-21. Схема сигнализации уровня масла в баке турбины.

Уровень масла в некоторых случаях (например, при разрыве трубок маслоохладителя) может быстро и неожиданно понизиться; это может остаться в течение нескольких минут незамеченным и повлечь тяжелую аварию турбины; поэтому наиболее целесообразным методом контроля уровня следует считать применение указателей уровня с автоматической сигнализацией.

На рис. 8-21 приведена одна из возможных схем такой сигнализации, осуществляющей световой и звуковой сигналы при достижении предельных допустимых уровней масла. Кроме того, стрелка-указатель указывает по шкале, градуированной в миллиметрах высоты уровня или в процентах, количество масла в баке. Сигнальные лампы должны быть установлены на видном месте около турбины, например на колонке машинного телеграфа.

Обслуживающий персонал должен не реже раза в смену проверять, не заел ли поплавков, а также исправность сигнализации. При приемке смены следует производить запись уровня масла в баке.

ИСКРИВЛЕНИЯ И ПОЛОМКИ ВАЛОВ

Выше (стр. 296) мы рассмотрели процесс искривления вала при прогреве и остывании турбины; в этом случае получаемая валом кривизна носит временный характер и исчезает после правильного прогрева машины. Остающееся искривление вала может произойти по следующим причинам:

1. В результате водяного удара, действие которого на диск окажется односторонним и создаст изгибающее вал усилие.

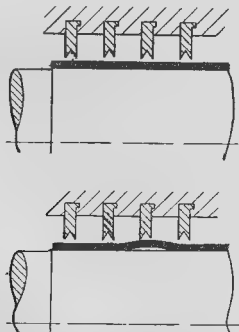


Рис 8-22. Выпучивание втулки лабиринтового уплотнения в результате задевания.

2. Вследствие задевания вала о лабиринты; эта причина чаще всего встречается в эксплуатационной практике, ввиду чего мы рассмотрим ее подробнее.

Как известно, между валом и гребешками лабиринтового уплотнения существует очень небольшой зазор. Если вал получил небольшую кривизну вследствие неправильного прогрева или вибрирует во время работы, то может случиться, что какая-нибудь часть поверхности вала начнет задевать за лабиринт. От возникающего при этом трения развивается местное нагревание поверхности вала, из-за которого волокна металла в нагретом месте начинают расширяться и искривлять вал; в результате вал сильнее прижимается нагретым местом к лабиринтам, трение все возрастает, и если турбина не будет остановлена, то изгиб вала может достигнуть значительной величины.

После остывания вала кривизна остается, но нагретые места обычно оказываются на вогнутой стороне, а не на выпуклой. Это явление объясняется тем, что нагретые волокна вала, стремясь расширяться, не могут, однако, выгнуть вал в достаточной степени и сами подвергаются продольному сжатию, переходящему за предел текучести¹ материала. После остывания вала эти сжатые волокна окажутся укороченными и будут односторонне натгивать вал, вследствие чего он будет искривлен в противоположную первоначальному изгибу сторону.

Причинами задеваний в лабиринтовых уплотнениях могут быть также неравномерное расширение корпуса турбины от нагревания, неудачная конструкция крепления корпуса к переднему подшипнику (рис. 8-20), деформация лабиринтовой коробки и др.

Обнаружить задевание вала о лабиринты во время работы турбины можно по вибрациям машины, которые появляются вследствие искривления вала.

Некоторые турбостроительные заводы пасаживают на шейку вала втулку (рис. 8-22), чтобы предохранить вал от непосредственного касания о лабиринты. В этом случае задевание, не вызывая искривления вала, может повлечь за собой выпучивание втулки и даже ее разрывы.

¹ При достижении известной величины продольного сжатия материал теряет способность сопротивляться дальнейшему повышению сжимающего напряжения и начинает «стечь», деформироваться даже без дальнейшего увеличения нагрузки. Соответствующее напряжение называется пределом текучести материала при сжатии.

Такая авария, хотя и должна быть отнесена к числу серьезных, но все-таки может быть легче ликвидирована, чем гибель ротора.

Мерами предупреждения опасных задеваний могут быть: применение эластичной конструкции лабиринтовых уплотнений, например по типу ЛМЗ, соблюдение точных зазоров при монтаже турбины и правильного режима прогрева при пуске.

В турбинах, работающих паром высоких параметров, втулки на шейках вала нежелательны, так как возможно ослабление их посадки под влиянием высокой температуры.

Некоторые заводы применяют в таких случаях лабиринтовые уплотнения, гребни которых закреплены непосредственно на шейке вала и представляют собой тонкие (0,2–0,4 мм) пластинки из никеля или нержавеющей стали (рис. 8-23). Искривление ротора в случае задевания при этой конструкции маловероятно из-за кольцевых выточек лабиринта, разделяющих поверхностные волокна шейки на ряд коротких отрезков, а также из-за малой толщины лабиринтовых гребней, которые не могут передать шейке много тепла в случае задевания.

Рассмотрим вкратце, как производится выпрямление и искривленного вала. Существует несколько способов выпрямления, основные из которых следующие:

1. Вал устанавливают выпуклой стороной вверх и место наибольшего изгиба его на небольшом участке по длине (около $\frac{1}{8}$ диаметра вала), занимающем около 30% окружности, нагревают при помощи ацетиленовой сварочной горелки № 7–8 до синего цвета, вследствие чего он сначала выгнется еще больше, но после остывания будет стремиться выпрямиться, так как нагретые поверхностные волокна вала при прогреве будут сжаты в продольном направлении за предел текучести. После выпрямления вал подвергают равномерному нагреву примерно до 400°С и медленному охлаждению. В случае необходимости операцию выпрямления повторяют до получения нужных результатов.

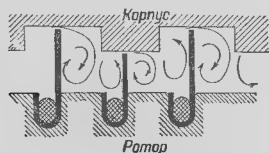


Рис. 8-23. Лабиринтовое уплотнение для турбин высокого давления с гребнями, закрепленными на роторе.

2. Установив вал выпуклой стороной вверх (рис. 8-24), наклепывают его поверхность чеканкой с хорошо закругленными краями. Наклеп производится по ширине до $\frac{1}{3}$ окружности вала. В результате наклепа волокна вала расширятся и стремятся его выпрямить. После выпрямления вал подвергают общему нагреву и медленному охлаждению.

Перечисленные операции выпрямления могут вызвать появление на поверхности вала микротрещин, которые в дальнейшем будут увеличиваться. Поэтому после выпрямления вала его поверхность должна быть отполирована и тщательно осмотрена.

Случаи поломки валов сравнительно редки; причинами их могут быть:

1. Дефекты материала (раковины, трещины и т. д.), оставшиеся незамеченными при изготовлении и монтаже вала.

Катастрофическая авария по этой причине имела, например, место на одной иностранной электростанции с турбиной мощностью 20 000 кет.

Новая турбина была смонтирована и около недели работала на холостом ходу, причем производилась сушка генератора. Затем ее остановили и отсоединили от генератора для проверки балансировки ротора. Через некоторое время после пуска вновь турбина без каких-либо предупреждающих признаков разлетелась на части. По всем имеющимся данным число оборотов перед аварией не превышало нормального.

Часть ротора была отброшена в сторону, ударилась о стальную колонну здания и, отлетев от нее, упала на распределительный щит собственных нужд станции, разрушив его. Вследствие этого остановились еще два турбогенератора по 18 000 кет, работавших под нагрузкой. Остальные части ротора и лопатки были разбросаны по пространству радиусом около 300 м. Обломками были убиты три инженера и несколько человек ранено. Осмотр обломков ротора показал, что вал сломался в трех местах. Причиной поломки была продольная трещина в теле вала, вызванная наличием раковины в болванке, из которой он отковывался. В процессековки эта раковина была растянута в длину и дала поперечные ответвления.

На наших заводах к доброкачественности материала турбинных валов предъявляют очень строгие требования. Каждое подозрительное место на валу тщательно исследуют,

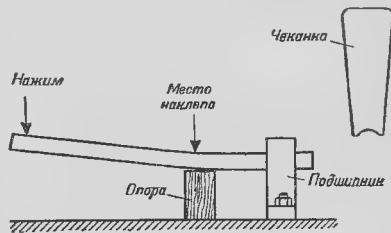


Рис. 8-24. Правка погнутого вала наклепом.

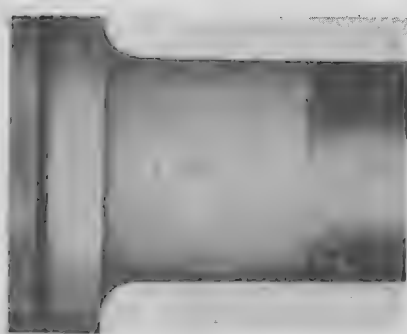


Рис. 8-25. Трещина, выявленная травлением поверхности вала.

отполировывая и протравляя его; при этом дефекты ясно обнаруживаются (рис. 8-25). Изготовленные начерно валы просверливают вдоль оси и осматривают изнутри при помощи оптических приборов. Наконец, материал вала исследуют посредством рентгеновских лучей и ультразвуковых приборов, обнаруживающих наличие раковин и посторонних включений в металле. Поэтому поломки вала из-за пороков материала у современных турбин мало вероятны.

2. Усталость материала, появляющаяся вследствие эксцентрично приложенного осевого усилия. Такой случай может иметь место при неудачной конструкции конца ротора или подшипника и при неправильной пригонке или установке упорного подшипника, например, если один из сегментов толще других или стопорные болты установлены так, что не дают подшипнику перемещаться в шаровой выточке. При этом вращающийся вал испытывает непрерывное изгибающее усилие, а волокна его — переменные напряжения. При малых радиусах выкружек (галтелей) на ва-

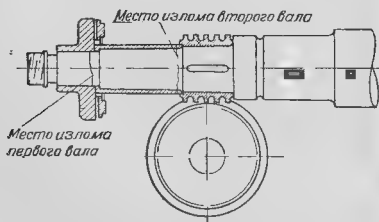


Рис. 8-26. Место излома вала турбины ТН-165.

лу имеет место значительная концентрация напряжений. При больших натягах посадки упорного диска, втулок, червяка и других деталей может возникнуть коррозия трения (фрикционная коррозия). В результате может появиться поверхностная трещина, которая будет постепенно увеличиваться по мере работы турбины.

Несколько случаев поломки валов по этой причине имело место у турбин ТН-165, а у одной из этих машин даже 2 раза подряд (рис. 8-26). Излом вала, характеризующий усталость материала, виден на рис. 8-27. Мелкозернистая структура большей части поверхности излома показывает, что это — постепенно увеличивавшаяся трещина усталости. Участок с крупнозернистым строением представлял собой сечение, оборвавшееся последним.

Для предупреждения аварий этого рода, надолго выводящих из строя агрегат, необходимо вести тщательное наблюдение за тем, чтобы упорная шайба сегментного подшипника имела возможность свободно самоустанавливаться. Все же следы царапин, забоев или



Рис. 8-27. Вид излома вала по рис. 8-26.

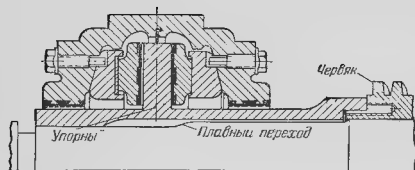


Рис. 8-28. Измененная конструкция упорного диска турбины ТН-165

ржавчины на шаровой поверхности должны тщательно удаляться. Стопорные болты подшипника должны иметь надлежащие зазоры (стр. 343), а все сегменты — одинаковую толщину. Неудачные конструкции должны быть заменены; в частности, это относится к упорному диску турбины ТН 165, старая конструкция которого (рис. 8-26) должна быть заменена новой (рис. 8-28). При посадке упорного диска и других деталей на вал не следует применять очень больших натягов.

ПОВРЕЖДЕНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ И ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Передача вращения от вала турбины к центробежному регулятору и главному масляному насосу в большинстве случаев осуществляется посредством червячной пары, состоящей из стального червячного винта (червяка), посаженного на вал турбины, и бронзовой червячной шестерни, заклиненной на валу регулятора; вал регулятора обычно соединен с валом масляного насоса.

Червячные передачи в течение последних лет неоднократно служили причиной аварий на электростанциях; это вызвало отказ от червячных передач во многих современных конструкциях турбин с заменой их более простыми и надежными зубчатыми передачами (например, ЛМЗ) или полным отказом от механических передач с переходом на гидродинамическое регулирование. Некоторые из этих аварий имели тяжелые последствия, так как с выходом из строя червячного зацепления прекращается работа главного масляного насоса и регулятора турбины.

В качестве примера может служить развитие аварии турбогенератора Броун Бовери мощи 22 000 кет

В 19 ч 56 мин при работе агрегата на сеть произошел сброс нагрузки, причем генератор пошел на тормоз. Одновременно прекратилась подача масла на подшипники. Машинистом турбины от руки был включен предохранительный выключатель, пущен вспомогательный масляный насос, сорван вакуум закрытием

пара на эжектор и дан сигнал «опасность» на щит управления. По получении этого сигнала в 19 ч. 58 мин со щита были выключены масляный выключатель и автомат гашения поля генератора. Турбогенератор очень быстро остановился благодаря имевшему место сильному торможению. При падении оборотов появилась сильная вибрация по всему агрегату, послышался свистящий звук заедания, из всех подшипников появился дым, из уплотнений крышек генератора появился искровой огонь и загорелся масляный налет на щетках ротора генератора со стороны возбuditеля.

Причиной аварии явился выход из зацепления червяка и шестерни червячной передачи регулятора и главного масляного насоса вследствие очень быстрой сработки зубцов этой передачи, что повело к внезапной остановке регулятора и масляного насоса. Остановка масляного насоса вызвала падение до нуля давления масла в системе регулирования и прекращение подачи масла на опорные и упорные подшипники. Последнее, в свою очередь, повлекло быстрый нагрев подшипников, выплавление баббита во вкладышах, проседание роторов, сработку нижней части всех лабиринтов и маслоотбойных колец, радиальное заедание лопаток в корпусе высокого давления и корпус среднего давления, сильную вибрацию машины, торможение, свистящий звук и искры при остановке.

Более глубокое развитие аварии было предотвращено немедленным принятием мер к быстрой остановке машины.

Осмотр вскрытой машины показал, что все зубцы шестерни червячной передачи сработаны почти полностью, а зубцы червяка примерно наполовину (рис. 8-29). Однако за 10 дней до аварии червячная пара осматривалась и была найдена в удовлетворительном состоянии.

Аварии червячных передач могут, вообще говоря, быть вызваны следующими причинами:

1. Неудачный выбор материалов червяка и шестерни или дефекты в их изготовлении и термической обработке.

При слишком твердом червяке и мягкой бронзе шестерни зубцы последней быстро изнашиваются. При обратном соотношении твердости червяка и шестерни наблюдается более сильный износ червяка, быстро прогрессирующий после того, как сработается его цементированная поверхность. Признаком слишком мягкого червяка служит вдавливание частиц бронзы, отделившихся от шестерни, в поверх-



Рис. 8-29 Сработка зубцов шестерни (вверху) и червяка (внизу). Пунктиром обозначен первоначальный профиль зубцов.

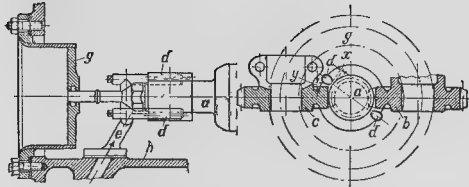


Рис 8-30 Подвод масла к червячной передаче.

а - вал турбины; б - червячная шестерня для привода масляного насоса; в - червячная шестерня для привода регулятора; д - насадка; е - напорная масляная линия; г - лобовая крышка подшипника; ж - стойка подшипника.

ность червяка, из-за чего он выглядит омедленным.

На поверхности нового червяка иногда можно обнаружить в лупу волосные трещинки, появившиеся в результате неудачной цементации и закалки червяка. Такие червяки следует браковать, так как они ненадежны в работе. Наблюдающееся иногда прогрессирующее точечное выкрашивание рабочей поверхности зубьев шестерни (питтинг) может быть отнесено к недостаткам металла или изготовления шестерни. Всякая трещинка, появившаяся на поверхности зубцов вследствие некачественности изготовления или установки шестерни, быстро увеличивается под действием проникающего в трещину масла, давление которого в момент контакта зубчатого зацепления может быть очень велико.

2. Неправильная установка червячной передачи. Условием долговечной работы червячной пары является точная сборка и установка ее, обеспечивающая равномерное прилегание зубцов шестерни по всей длине к зубцам червяка. Пригонка червячной пары производится по краске, причем шестерню слегка смещают в ту или иную сторону до тех пор, пока не будет достигнуто касание по всей длине зубцов. После этого зубцы шестерни слегка подшабровывают, чтобы получить прилегание не отдельными точками, а большей частью поверхности. Между зубцами должны быть боковые и радиальные зазоры, соответствующие по величине указанным в инструкции завода-изготовителя. Слишком большие зазоры вызывают стуки в передаче, слишком малые — заедания в зацеплении, быстрый износ шестерни и даже вибрацию турбины. Боковой зазор должен увеличиваться с увеличением модуля и расстояния между осями передачи; он колеблется от 0,1 до 1 мм, чаще лежит в пределах 0,3 - 0,5 мм. Радиальный зазор должен быть выдержан точно по чертежу завода-изготовителя; минимально он

принимается равным 10% модуля зацепления¹.

3. Неудовлетворительная смазка червячной передачи. Подвод масла к червячной передаче обычно осуществляется трубкой небольшого диаметра, оканчивающейся насадкой, из которой во время работы турбины на червяк непрерывно льется струя масла.

При двусторонних червячных передачах (т. е. при наличии двух червячных шестерен) таких насадок должно быть две. При монтаже трубок должны быть точно соблюдены расстояния x между насадкой и червяком и расстояния y между насадкой и шестерней, указанные в заводской инструкции (рис. 8-30). Направление насадки должно быть таким, чтобы при неподвижном роторе струя масла была строго радиально направлена на червяк. Выходное сечение насадки и давление масла должны быть такими, чтобы скорость струи превышала окружную скорость червяка, иначе струя будет отбрасываться центробежной силой.

Если на червяке заметны следы сильного нагрева (побежалые цвета), то в первую очередь надо проверить достаточность смазки; трубки и насадки маслопровода могут оказаться забитыми шламом или грязью, выпадающими из масла. Поступление масла может уменьшиться также из-за засорения фильтра.

При недоброкачественном масле на бронзовой шестерне иногда появляются осповидные разедания.

Всякое ухудшение смазки вызывает дополнительный нагрев и износ червячной передачи, а, как показала практика, начавшийся износ червячной пары ликвидировать очень трудно и с потерей правильности зацепления скорость износа быстро прогрессирует.

4. Перегрузка червячной передачи. В практике электростанций были случаи, когда червячная передача выходила из строя вследствие перегрузки, вызванной заеданием масляного насоса (заклинивание его шестерен в корпусе). Такое заедание может произойти при неправильной сборке насоса (например, при недостаточных зазорах с торцов шестерен) или из-за плохого качества масла (скопление шлама в насосе) или же вследствие попадания в насос постороннего тела.

5. Паразитные токи. Во время работы турбогенератора в теле его вала возника-

¹ Подробнее см. книгу А. Н. Сверчкова, Ремонт и наладка паровых турбин, Госэнергоиздат, 1951

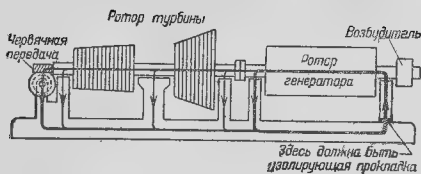


Рис. 8-31. Схема протекания паразитных токов по валам, подшипникам и червячной передаче турбогенератора.

ют так называемые паразитные электрические токи, которые могут протекать с вала генератора к валу турбины, ответвляться через подшипники и червячную передачу к станине и возвращаться в ротор генератора через подшипник со стороны возбудителя (рис. 8-31).

Эти токи могут достигать нескольких сотен ампер при сравнительно небольшом напряжении (обычно десятые доли вольта), так как сопротивление электрической цепи очень мало. Одной из основных причин их происхождения является несимметричность магнитного поля генератора, которая может быть вызвана следующими обстоятельствами:

а) наличием разъемов в статоре генератора;

б) наличием стыков листов железа, из которых собран статор;

в) несопадением осей ротора и статора генератора, т. е. эксцентричным расположением ротора относительно статора.

Паразитные токи могут возникать также при повреждениях изоляции ротора и по ряду других причин. Однако наибольшую опасность практически представляют токи, наведенные в теле ротора переменным магнитным потоком, вызванным несимметричностью магнитного поля. Вредное действие этих токов заключается в том, что, проходя через масляную пленку, отделяющую шейку вала от вкладыша, они вызывают окисление масла, его потемнение и образование твердых хрупких осадков.

Наибольшую опасность паразитные токи представляют для червячной передачи, так как поверхность соприкосновения зубцов в зацеплении невелика, а давление очень значительно. При разрыве контакта в зацеплении образуется вольтова дуга, пробивающая масляный слой, сжигающая масляную пленку и оплавливающая поверхность зубцов. В результате на зубах появляются осповитные разделения и происходит быстрый износ червячной передачи.

Из подшипников наибольшей опасности

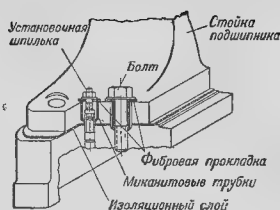


Рис. 8-32. Изолация стойки подшипника от станины.

повреждения паразитными токами подвергается подшипник генератора, расположенный рядом с возбудителем, так как плотность проходящего через этот подшипник тока наибольшая.

Мерами борьбы с паразитными токами являются:

а) Точная центровка ротора генератора.

б) Надежная изоляция стойки подшипника со стороны возбудителя от станины агрегата. Для этого под стойку подкладывают прокладку толщиной 3-5 мм из фибры, миканита, бакелита или другого изолирующего материала.

Кроме того, изолируют от стойки болты, крепящие ее к станине, установочные шпильки (рис. 8-32) и маслопроводы, подводящие и отводящие масло. Для последней цели изолируют прокладки закладывают между фланцами маслопроводов (рис. 8-33).

У некоторых машин (например, Броун-Бовери) изолирована не стойка, а вкладыш подшипника (рис. 8-34). Это дает возможность не изолировать болты и маслопроводы, но затрудняет контроль состояния изоляции.

Изоляция стойки подшипника или его вкладыша должна исключить возможность

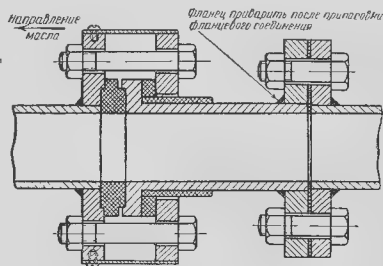


Рис. 8-33. Конструкция изолирующего фланца маслопровода.

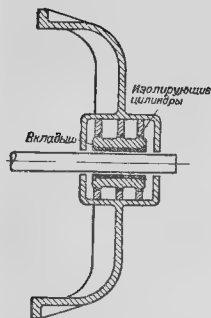


Рис. 8-34. Изоляция вкладыша подшипника.

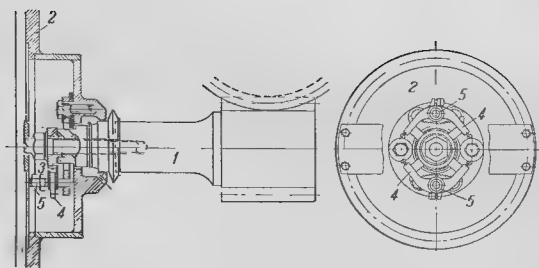


Рис. 8-35. Установка токоснимающих щеток на валу
1 - вал турбины; 2 - лобовая крышка переднего подшипника; 3 - токоснимающая щетка; 4 - щеткодержатель, 5 - зажим для токоотводящего провода

циркуляции паразитных токов по контуру валы — подшипники — станина. Однако в эксплуатации передко случаются пробой изоляции или загрязнение ее краев, после чего циркуляция паразитных токов возобновляется. Поэтому состоянию изоляции необходимо периодически контролировать; ее сопротивление должно быть порядка нескольких мегом и во всяком случае не ниже 500 000 ом.

Если измерение сопротивления изоляции стойки подшипника подтверждает ее исправность, а у агрегата обнаруживаются повреждения червячной передачи или подшипников, то их причину следует искать не в паразитных токах, а в дефектах смазки, установки и материала этих деталей.

в) Несколько улучшает условия работы червячной передачи установка токоснимающих медносеточных щеток на конец вала за червяком (рис. 8-35); эти щетки соединяются проводом большого сечения со станиной турбины и шунтируют червячную передачу, предоставляя паразитным токам путь с меньшим сопротивлением в обход ее.

Зубчатые передачи к масляному насосу и регулятору, как отмечалось выше, надежнее и более долговечны, чем червячные передачи.

Однако на ряде турбин, имеющих зубчатую передачу вместо червячной, при отсутствии эластичной связи между ротором турбины и зубчатой передачей имели место серьезные неполадки в этом узле. Вибрационные колебания конца вала турбины, на хвостовик которого насажена ведущая шестерня, передаются этой шестерне и приводят к износу зубчатого зацепления. Кроме того, в хвостовике, в переходном сечении к заточке для посадки шестерни, возникает концентрация на-

пряжений, приводящая к появлению усталостных трещин, развивающихся до излома хвостовика. Случай такого излома имели место у турбин Броун-Бовери мощностью 12 800 кВт после 30—40 тыс. ч работы. Известен также случай излома валика ведомой шестерни главного масляного насоса у турбины 50 000 кВт.

В качестве предупредительной меры рекомендуется заменять хвостовики и валики зубчатой передачи турбин Броун-Бовери через 20—30 тыс. ч работы. Новые хвостовики и валики следует изготавливать из высококачественной стали, например марки 30ХМА¹.

БОЛЕЗНИ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА

Лопаточный аппарат, т. е. совокупность роторных и неподвижных лопаток, является, пожалуй, наиболее уязвимым местом турбины; большинство крупных аварий связано с частичным или полным разрушением лопаточного аппарата. Срок службы лопаток, достигающий при нормальных условиях 50 000—60 000 ч, а в ряде случаев — 100 000 ч, может сильно сократиться при неправильной эксплуатации турбины.

Если учесть, что стоимость лопаточного аппарата очень высока (до 30% стоимости всей турбины), а работа по передоплачиванию продолжительна и сложна, то станет очевидной необходимость применять все возможные меры к удлинению срока службы лопаток.

Возможные причины повреждений лопаточного аппарата можно разделить на следующие основные группы:

1. Недостатки материала или неправильное изготовление и монтаж лопаток и бандажей.

¹ «Электрические станции», 1952, № 8

2. Конструктивные дефекты лопаток и бандажей.

3. Вибрация лопаток и бандажей.

4. Коррозия, загрязнение осадками и эрозия.

5. Водяные удары и попадание посторонних твердых тел.

6. Задевание лопаток о неподвижные детали.

Как видно из этой классификации, ответственным за повреждение лопаточного аппарата может быть или завод-изготовитель, или обслуживающий персонал, или, наконец, оба вместе.

Недостатки материала и изготовления

Рабочие лопатки турбин должны выдерживать давление пара, действие центробежной силы, вибраций, высоких температур и химического и механического воздействия пара, причем материал их не должен терять с течением времени своих хороших качеств. Неподвижные (направляющие) лопатки работают в более легких условиях, так как напряжения от центробежных сил у них отсутствуют и они мало подвержены вибрациям.

Турбины современных поставок редко терпят аварии из-за плохого качества материала лопаток. Подавляющее большинство поломок вызывается вибрационными явлениями.

Однако для турбин старых выпусков, изготовленных в те времена, когда турбостроение не имело еще достаточного опыта и хорошо изученных материалов, этот вопрос еще остается актуальным.

Для реактивных турбин, работающих с высокими температурами пара и небольшими окружными скоростями, применялись лопатки из латуни и бронзы различных составов.

Наиболее опасной для этих сплавов является высокая температура, под влиянием которой происходит перерождение металла. Наивысшая безопасная температура для обычной латуни (72% меди и 28% цинка) лежит в пределах 200°С, для алюминиевой бронзы и специальных латуней в пределах 330°С и для монель-металла в пределах 350°С.

Для хромистой стали предельной является температура 250–300°С, так как уже при этой температуре механические свойства стали сильно понижаются. Нержавеющая сталь является одним из наиболее надежных, хотя и дорогих, материалов; предельная температура для нее зависит от марки стали. Жаро-

упорные нержавеющие стали могут работать при температурах 500°С и выше.

К материалу лопаток предъявляют также требование стойкости против изнашивания струей пара и достаточной вязкости (большой декремент затухания колебаний).

Наиболее употребительным современным материалом для лопаток, работающих при умеренных температурах (до 425–450°С), является высокохромистая нержавеющая сталь марки Ж-1 или Ж-2 (0,1 или 0,2% углерода, 13% хрома); раньше часто, а теперь реже применяется также никелевая сталь 20-Н-5 с содержанием 0,20% углерода и 5% никеля (раньше нередко применяли и трехпроцентную никелевую сталь). Для ступеней, работающих при более высоких температурах пара, применяют специальные стали, например ЭИ-123 (0,15% углерода, 14% хрома, 14% никеля, 2% ванадия и 1% титана).

Промежуточные тела к стальным лопаткам изготавливают из стали с содержанием углерода от 0,04 до 0,35%; к латунным лопаткам промежуточные тела выполняются обычно из того же материала, что и лопатки.

Материал бандажей должен быть выбран с большой осмотрительностью; многие материалы не выдерживают пробивания дыр для расклепываемых шпиров лопаток, и в углах этих дыр образуются тончайшие трещины, которые в эксплуатации могут повести к разрыву бандажа.

Бандажные ленты и скрепляющая проволока изготавливаются обычно из стали Ж-1, если лопатки изготовлены из нержавеющей стали, и из 3–5% никелевой стали, если лопатки изготовлены из никелевой стали. Латунные лопатки связываются латунной или же биметаллической проволокой (внутренняя часть — сталь, оболочка — медь).

Заклепки для лопаток с вильчатыми хвостами обычно изготавливают из стали Ж-1, 20-Н-5 или ЭИ-123, а при температурах пара выше 350°С или очень больших нагрузках — из сталей, обладающих более высокой прочностью (стали 31ХНМА и ЭИ-10).

Дефекты конструкции лопаток

В хорошо сконструированной и правильно изготовленной лопатке не должно быть мест большой концентрации напряжений (острых углов, резких изменений сечения, отверстий с незакругленными краями); на это обстоятельство должно быть обращено особое внимание. На рис. 8-36 и 8-37 изображены хвосты лопатки правильно и неправильно выполненных лопаток.



Рис. 8-36. Неправильно и правильно выполненные хвосты лопаток.

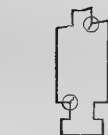


Рис. 8-37. Возникновение трещин в остро подрезанных углах лопатки

Подобным же образом недопустимы острые углы в пазах дисков (рис. 8-38) и у шпиров для бандажа.



Рис. 8-38. Неправильно и правильно выполненные пазы в ободе диска.

При проектировании лопаток производятся расчеты на вибрацию, которые при современном состоянии техники выполняются достаточно точно. Однако частота колебаний лопаток после сборки в пакеты и установки на ротор может существенно измениться. Между отдельными пакетами лопаток всегда бывает некоторая разница в частотах колебаний, которая называется разбросом частот и зависит от точности выполнения лопаточных хвостов, плотности их посадки в пазы и т. д. Поэтому для длинных лопаток, расчетная частота свободных колебаний которых близка к резонансу второй, третьей, четвертой или пятой кратности, действительная частота их колебаний в пакете определяется опытным путем после установки на диск. Если опытная проверка показывает возможность резонанса, лопатки отстраивают от него путем увеличения жесткости связей с бандажом, лучшей заделки на диске, а иногда путем установки дополнительных проволоочных связей и применением других конструктивных мероприятий.

Коррозия, отложение солей и эрозия

Коррозией лопаток называется химическое разделение (ржавление) их поверхности; эрозией лопаток называется ме-

ханическое повреждение (изнашивание) их струей пара и содержащимися в ней каплями воды и твердыми посторонними частицами. Часто лопатки подвергаются одновременно коррозии и эрозии; действие первой особенно сильно сказывается в средних ступенях турбины, а действие второй — в последних ступенях.

Рассматривая явление коррозии, мы можем принять за основу следующие два положения:

1. Металл не ржавеет, находясь в совершенно сухом воздухе, т. е. при полном отсутствии влаги.

2. Металл не ржавеет, находясь в совершенно чистой воде, если последняя не содержит растворенного кислорода.

В связи с этим нужно отметить, что коррозия проявляется значительно сильнее не при работе турбины, а во время перерывов в работе; причиной ее является пар, просачивающийся через неплотные клапаны и вызывающий в присутствии имеющегося в корпусе турбины воздуха сильное ржавление лопаток.

Наиболее опасным является просачивание малых количеств пара при длительных остановках, во время которых турбина успевает остыть; если же температура деталей турбины достаточно высока, то осаждения влаги на их поверхность и ржавления не происходит.

Ржавлению более всего подвергаются лопатки и бандажи как детали, быстро охлаждающиеся, причем ржавление обычно происходит неравномерно; некоторые ступени страдают сильнее, другие же остаются почти неповрежденными.

В качестве наглядного примера можно привести случай коррозии лопаток турбины мощностью 5500 кат на одной из электростанций.

Эта турбина была изготовлена и установлена в 1930 г. После пуска в эксплуатацию она непрерывно работала до середины 1934 г.

С осени 1934 г. на станции была установлена вторая турбина, в связи с чем турбина № 1 весь осенний максимум работала только периодически, при большой нагрузке станции, а с февраля 1935 г. до июля 1935 г. не работала совершенно.

Предпоследняя ревизия турбины № 1 была проведена в июле 1934 г., причем при вскрытии турбины не было обнаружено никаких дефектов. Совсем другая картина обнаружилась при вскрытии турбины в июле 1935 г. после ее работы с перерывами и продолжительной стоянки. Оказалось, что в корпусе высокого давления турбины диск первой ступени давления весь поражен коррозией, в особенности его лопаточный венец. Лопаточный аппарат второй и третьей ступеней давления пострадал от коррозии довольно сильно. Повреждены коррозией также паровпускные клапаны. Лопаточный аппарат последних ступеней корпуса высокого давления почти совершенно чист, а в корпусе низкого давления находился в полной исправности.

О причине коррозии с достаточной ясностью говорит сама последовательность нанесения его поврежде-

ний. Наиболее пораженные парораспределительные клапаны системы регулирования, стоящие перед корпусом высокого давления турбины, менее поражены дисками лопаточный аппарат первой ступени давления в корпусе высокого давления, еще менее вторая и третья ступени давления и далее отсутствие коррозии как в корпусе высокого давления, так и в корпусе низкого давления.

Причиной коррозии могло быть только просачивание пара в холодную турбину, так как конденсация пара явно происходила в первых ступенях. Это же подтвердила проверка состояния парозапорных клапанов.

На паропроводе от коллектора высокого давления до турбины имеются два клапана: главный пусковой и автоматический стопорный, которые по причине грубой отшлифовки пригонки оба допускали просачивание пара в турбину. Тщательно же пригнанные парораспределительные клапаны (четыре рабочих и один перегрузочный) перед корпусом высокого давления турбины не запырили пар, так как во время стоянки турбины они находились в поднятом состоянии, т. е. открыты.

Обестаривание паропровода между главным пусковым и стопорным клапанами не производилось, так как не было предусмотрено соответствующего устройства (атмосферной линии с вентилем).

Опасность коррозии имеется и при работе турбины на холостом ходу, когда возможно подсосывание воздуха через уплотнения вала. Химическая загрязненность воздуха также играет большую роль; поэтому на химических заводах может происходить очень быстрое разрушение лопаточного аппарата, если он не был выполнен из специального нержавеющей материала.

Борьба с ржавлением во время перерывов в работе турбины может вестись несколькими способами, а именно:

1. Сообщение с атмосферой паропровода перед турбиной (см. устроенный для этой цели вентиль 19 на рис. 7-1). В турбинах с противодавлением аналогичное устройство для обеспаривания — небольшая атмосферная линия с вентилем, выполненная между двумя запорными органами, — должно быть предусмотрено и на паропроводе за турбиной.

2. Продуванием турбины сухим горячим воздухом для просушки ее после остановки.

Если перерывы в работе кратковременны, воздух вполне чист и питательная вода хорошего качества, указанных мер можно не принимать, так как заметного ржавления за малый период остановки не происходит.

Напомним, что от коррозии страдает не только лопаточный аппарат турбины; действие ее обнаруживается на дисках, стенках корпуса и даже на таких деталях, на которые обычно не обращают внимания; так, при демонтаже одной турбины, проработавшей около 25 000 ч, обнаружилось, что горловина конденсатора настолько проржавела, что в одном месте образовалось сквозное отверстие в не-

сколькo миллиметров диаметром, через которое в течение длительного времени происходило подсосывание воздуха в конденсатор.

Коррозия лопаток во время работы турбины вызывается главным образом загрязнением пара щелочами или кислотами и попаданием в турбину вместе с паром значительных количеств воздуха; она почти всегда связана с загрязнением лопаток.

Лопатки первых ступеней, работающие при температуре порядка 300°С, выполненные из углеродистых сталей, в первоначальный период работы покрываются защитным налетом (пленкой) окиси (Fe_2O_3), предохраняющей в дальнейшем поверхность лопатки от коррозии; мало подвергаются коррозии и соседние ступени, работающие сухим паром. В зоне перехода пара из сухого во влажное состояние коррозия проявляется сразу, и три-четыре средние ступени повреждаются особенно сильно; в дальнейших ступенях действие ее менее заметно, и последние венцы сохраняются почти так же хорошо, как и первые.

Причина этого лежит, по-видимому, отчасти в том, что содержание окислителей в паре понижается к последним ступеням, так как они расходуются на коррозию в средних ступенях, а отчасти в том, что в последних ступенях менее благоприятны для коррозии температурные условия.

Коррозия проточной части турбины бывает нередко связана с недостаточной чистотой пара.

Загрязнение пара происходит при бурном парообразовании в котлах (например, при их форсировании или при резких колебаниях нагрузки), когда вместе с паром в перегревателе увлекаются частицы котловой воды, содержащие растворенные в ней соли. Эти соли попадают в котел с добавком питательной воды, в особенности если для этой цели применяют пермутированную или плохо очищенную речную воду. Нередко пар уносит воду с примесью реактивов (например, соды), применяемых при подготовке питательной воды.

Унесенные паром вещества частично отлагаются на металлических поверхностях по всей пути пара от котла до конденсатора, прилипая к этим поверхностям, частично же возвращаются обратно в котел с конденсатом.

Отлагаясь на лопатках в виде накипи, состав которой зависит от качества котловой воды, эти вещества могут способствовать коррозии лопаточного аппарата.

Осадки скопляются преимущественно под бандажем, куда их отбрасывает центробежной силой; поэтому в первую очередь возникает ржавление бандажа.

Необходимым условием коррозии лопаточного аппарата, кроме общей загрязненности тара, является содержание в нем кислорода и его соединений, главным образом двуокиси углерода и свободной углекислоты. Поэтому основной мерой предупреждения коррозии во время работы турбины являются тщательная очистка и деаэрация питательной воды.

По «Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей» требуется, чтобы при давлении пара до 35 атм содержание кислорода в питательной воде было не более 0,05 мг/л, а содержание связанной углекислоты — не более 35 мг/л; при более высоком давлении пара нормы значительно более жестки (кислорода должно быть лишь следы).

При открытой системе питания котлов водосборные баки должны иметь наименьшую возможную открытую поверхность, а путь конденсата до котлов должен быть возможно коротким; эти меры уменьшают поглощение водой атмосферного воздуха.

Гораздо лучшие результаты дает закрытая система питания, при которой конденсат нигде не соприкасается с воздухом. Современный поверхностный конденсатор также хорошо деаэрирует конденсат. Поэтому мощные современные установки, имеющие, как правило, закрытую систему питания и пополняющие убыль конденсата (при поверхностной конденсации 3—5% от общего расхода) дистиллированной водой из испарителей, работают в гораздо лучших условиях в смысле сохранности лопаточного аппарата турбин (а также трубок котлов и экономайзеров) от коррозии, чем старые установки с открытой системой питания.

Для повышения качества питательной воды современные установки имеют, как правило, деаэраторы.

Помимо опасности постепенного разъедания лопаточного аппарата, занос лопаток солями связан с рядом других неприятностей, основная из которых — понижение мощности, развиваемой агрегатом, которое тем больше, чем сильнее занос проточной части турбины. Это понижение мощности вызывается уменьшением проходных сечений в лопаточном аппарате и как следствие — уменьшением пропускания пара через турбину. На одной из ТЭЦ в начальный период ее эксплуатации турбины высокого давления теряли 40—50% номинальной мощности после каждых 2—3 недель непрерывной работы вследствие сильного заноса лопаток солями.

Очевидно также, что загрязнение лопаток может приводить к нарушению уравновешенности ротора. В практике московских электро-

станций приходилось счищать до 5—7 кг накипи с одного диска турбины; естественно, что такие большие, неравномерно распределенные по окружности массы могут вызывать сильные вибрации. Значительно могут увеличиться и напряжения в лопатках от действия центробежных сил.

Исследование одной турбины, вскрытой для чистки лопаток, тщательное взвешивание осевших осадков отдельно с каждой лопатки и подсчет величин действующих центробежных сил дали следующие результаты:

Центробежная сила, действующая на лопатку, 55 кг.

Центробежная сила, действующая на лопатку с осадками, 75 кг.

Напряжение от центробежной силы в материале чистой лопатки 473 кг/см².

Напряжение в материале лопатки с осадками 600 кг/см².

Увеличение напряжения из-за осадков 26,8%.

Эти данные показывают, как сильно увеличивается напряжение материала лопаток из-за скопления осадков; в некоторых случаях, например в последних ступенях турбин предельной мощности, увеличение напряжения на 25—30% может быть достаточным, чтобы вызвать аварию.

Сопла и лопатки турбин заносятся солями неравномерно, что часто приводит к значительному повышению степени реактивности занесенных солями ступеней. Это сопровождается, с одной стороны, увеличением напряжений лопаток на изгиб и, с другой стороны, возрастанием осевых усилий с увеличением нагрузки упорного подшипника.

Сильный занос солями сопел диафрагм может служить причиной прогиба диафрагм со всеми вытекающими последствиями.

Характерными признаками происходящего заноса солями лопаточного аппарата служат повышение давлений в ступенях турбины по сравнению с нормальными для нее величинами при данных расходах пара и постепенное повышение температуры упорного подшипника, вызываемое возрастанием осевым давлением.

Борьба с загрязнением пара может вестись следующими путями:

- 1) сепарацией (отделением) частиц котловой воды из пара в барабане котла посредством установки в барабан улавливающих влагу приспособлений (сепараторов);
- 2) промывкой насыщенного пара в паровом барабане котла посредством пропуска-

ния пара через тонко распыленную чистую воду;

3) специальной химической обработкой питательной и котловой воды;

4) применением котлов с так называемым ступенчатым испарением.

Ни один из этих методов на сегодняшний день не может считаться универсальным и абсолютно надежным. Поэтому на ряде станций занос лопаточного аппарата турбин продолжается еще не изжитым злом, с которым необходимо вести напряженную борьбу.

В более благоприятных условиях в этом отношении находятся чисто конденсационные электростанции, работающие на чистом конденсате с небольшими добавками химически очищенной воды, и в наихудших—ТЭЦ, у которых значительная часть конденсата теряется у потребителей тепла и должна быть возмещена большими добавками химически подготовленной воды.

Значительное количество вредных примесей может попасть в конденсат вместе с охлаждающей водой при неплотном конденсаторе; поэтому за плотностью конденсатора нужно иметь постоянное наблюдение, регулярно проверяя ее одним из описанных ниже способов (гл. 9).

Очистка лопаток от осадков раньше выполнялась почти исключительно от руки скребками (рис. 8-39), выпущенными в соответствии с профилями лопаток. Такая очистка является длительной и трудоемкой операцией; она требует обязательного вынимания ротора из турбины и занимает много времени (в зависимости от плотности осадка от 3 до 10 дней) из-за большого числа лопаток и невозможности одновременной работы большого числа рабочих.

Более быстрым методом является химическая очистка лопаток горячим раствором соляной или какой-либо другой кислоты.

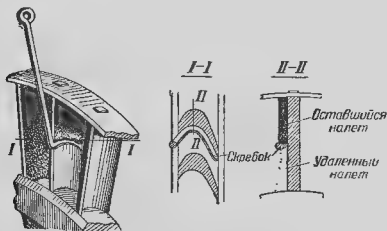


Рис. 8-39. Чистка лопаток скребком.

Отрицательными сторонами этого способа являются:

1) необходимость вынимания ротора из турбины;

2) возможность разъедания в дальнейшем хвостов лопаток и пазов дисков кислотой, проникающей в неплотности соединений и трудно удаляемой при обмывке ротора.

В связи с этим рекомендовать этот метод нельзя.

Исследования состава солевых отложений с лопаток турбин показали, что содержащиеся в них соли во многих случаях хорошо растворяются в конденсате. Например, образование отложений в проточных частях турбин, работающих паром невысоких параметров, происходит в основном за счет водорастворимых солей натрия. Отсюда возникла мысль попытаться удалять осадки с лопаточного аппарата промывкой турбины влажным паром. Поставленные опыты дали хорошие результаты, и в настоящее время этот метод широко применяется на электростанциях СССР. Его колоссальное преимущество заключается в том, что он не только не требует вскрытия турбины, но позволяет производить промывку даже без отключения агрегата от сети, с некоторым только снижением нагрузки.

Промывка осуществляется следующим образом. В паропровод свежего пара на возможно большем расстоянии от турбины встраивается увлажнитель, одна из конструкций которого со всеми размерами приведена на рис. 8-40*. Основными его деталями являются: втулка 1 золотника, имеющая два-три ряда отверстий, расположенных в шахматном порядке, и золотник 2, перемещающийся в вертикальном направлении при вращении маховика 3. По трубопроводу 4 во втулку 1 снизу подводится под давлением конденсат из питательной линии котельной (рис. 8-41) и через отверстия втулки поступает в паропровод 5. Количество впрыскиваемого конденсата регулируется подниманием или опусканием золотника 2, т. е. открыванием большего или меньшего числа отверстий во втулке.

Увлажнитель устанавливается на паропроводе, так чтобы отверстия во втулке были направлены по ходу пара.

Другая конструкция промывочного устройства, применяемая ЛМЗ для турбин, выпущенных после 1952 г., показана на рис. 8-42.

* Изображенный здесь увлажнитель сконструирован для установки на одной из московских ТЭЦ среднего давления.

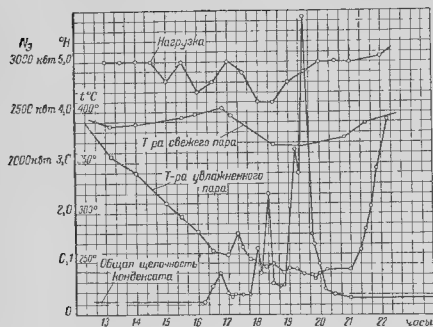


Рис. 8-43. График изменения нагрузки, температуры свежего и увлажненного пара и щелочности конденсата при промывке турбины.

Непосредственно перед началом промывки проверяют и открывают полностью все дренажные линии как в паропроводе, так и в самой турбине. Затем, включая в действие увлажнитель, начинают постепенно понижать температуру свежего пара, поступающего в турбину. Практически обычно применяют скорость снижения температуры около $0,5\text{--}0,8^\circ\text{C}$ за 1 мин (до $1,5^\circ\text{C}$ за 1 мин в радиальных турбинах). Однако если вследствие неравномерного остывания фланцевых соединений где-либо появятся неплотности, то скорость снижения температуры нужно уменьшить.

Снижение температуры пара ведут до достижения температуры насыщения. В некоторых случаях (незапесенный диск в первой ступени) можно ограничиться температурой на 10°C выше температуры насыщения.

При промывке производят через каждые 5 мин замеры температуры и давления свежего пара, температуры и давления увлажненного пара, расхода впрыскиваемой воды, расхода конденсата, мощности турбины, давления пара в ее промежуточных ступенях и температуры масла, уходящего из упорного подшипника. Оценка эффективности промывки определяется измерениями щелочности конденсата, которая резко возрастает в начале промывки, а затем начинает снижаться.

Заканчивают промывку через 10—15 мин после достижения установившегося минимального значения щелочности конденсата.

Процесс собственно промывки обычно продолжается от 45 мин до 2 ч и дольше; дли-

тельность его зависит от характера и химического состава отложений в проточной части турбины. На рис. 8-43 в качестве примера приведен график изменений нагрузки, параметров пара и щелочности конденсата в условных градусах при промывке турбины мощностью 10 000 кВт.

Повышение температуры пара по окончании промывки турбины нужно производить медленно, ориентировочно со скоростью порядка 1°C за 1 мин или несколько быстрее.

Конденсат, получаемый во время промывки, можно направлять обычным путем в котлы барабанного типа, несмотря на его повышенную щелочность; рекомендуется, однако, на это время усилить продувку котлов.

Снижение температуры пара вызывает уменьшение располагаемого перепада тепла в ступенях турбины; поэтому лопатки и диафрагмы, вообще говоря, не подвергаются опасным напряжениям во время промывки.

Однако резко возрастающая при работе влажным паром степень реактивности вызывает значительное увеличение осевого давления. Таким образом, фактором, ограничивающим нагрузку турбины во время промывки, являются допустимые напряжения в упорном подшипнике.

Понятно, что промывку проточной части турбины влажным паром следует производить, если загрязняющие ее соли хорошо растворимы в конденсате, например, если они состоят в основном из обыкновенной и двууглекислой соды (Na_2CO_3 и NaHCO_3) и поваренной соли (NaCl). Однако могут встретиться случаи нерастворимых в воде осадков; в таких случаях производить промывку влажным паром бесполезно и следует обращаться к другим методам очистки лопаток.

В частности, отложения солей на лопатках турбин высокого давления часто содержат нерастворимый в воде кремнезем (SiO_2).

Лет 30 назад автором этой книги было высказано предположение, что эффективным и быстрым способом чистки лопаток от нерастворимых осадков была бы обдувка ротора посредством пескоструйной машины, причем размеры и скорость абразива должны быть подобраны так, чтобы не повреждалась шлифованная поверхность лопаток¹. Впоследствии было найдено, что наилучшим материалом для обдувки лопаток является летучая зола пылевидного топлива, хорошо счищающая налип и не портящая поверхность лопатки. Взвешивание контрольных лопаток на аналитических

¹ См. С. М. Лосев, Паровые турбогенераторы, ч. 1, изд. 2е, 1931, стр. 257.

бесах до и после чистки показало, что изнашивание металла лопаток совершенно ничтожно.

Широкого распространения этот метод, однако, не получил, так как он требует трудоемкой работы по вскрытию турбины и выему ротора. Проводятся работы по отысканию иных эффективных методов очистки лопаток от нерастворимых осадков, которые, однако, не вышли еще из стадии экспериментальной проверки.

Для смыва с проточной части турбины нерастворимых в воде солей, состоящих из силикатов, была опробована промывка остановленной турбины увлажненным паром, в который вводился раствор едкого натра¹.

Переходя к вопросу об эрозии лопаточного аппарата турбины, отметим, что она наблюдается главным образом у лопаток тех ступеней, которые работают в области влажного пара, т. е. в последних ступенях конденсационных турбин. Ступени высокого и среднего давления, работающие перегретым или почти сухим паром, от эрозии страдают сравнительно редко.

Условия работы ступеней турбины в области влажного пара были рассмотрены ранее (стр. 63); было установлено, что выпавшие из пара капельки влаги вследствие движения их с меньшими скоростями натекают на рабочие лопатки с ударом о входную кромку. Скорость капель воды относительно поверхности лопатки может быть близкой к окружной скорости лопатки, т. е. может достигать величины порядка 300 м/сек; при этом поверхность лопатки будет испытывать напряжение до 6 000 кГ/см². Это может приводить к разрушению поверхности лопатки, отрыванию мельчайших частиц металла с поверхности, подвергающейся ударному воздействию капель. Отсюда следует также, что сопротивляемость лопатки эрозии должна быть тем больше, чем выше твердость поверхности лопатки.

Статистические данные показывают, что у активных турбин лопатки страдают от эрозии меньше, чем у турбин реактивных, которые требуют перелопачивания последних ступеней через более короткие промежутки времени.

Более сильная эрозия реактивных лопаток может быть объяснена тем, что угол атаки частями воды входной кромки активных лопаток меньше, чем реактивных лопаток, так как скорость потока при истечении из сопел активной ступени высока, капли влаги мельче

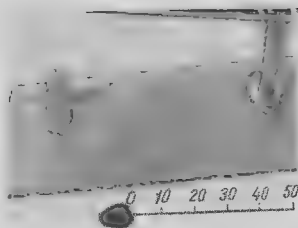


Рис. 8-44. Лопатка, поврежденная эрозией.

и они меньше отстают от парового потока, чем в реактивной ступени.

В практике эксплуатации турбин обычно наблюдается изнашивание главным образом вершин лопаток со стороны входа паровой струи (рис. 8-44).

Это объясняется действием центробежной силы, отбрасывающей капли воды к периферии венца, и тем, что окружные скорости на концах лопаток больше, чем у их оснований.

Шлифованные и полированные поверхности хорошо противостоят эрозии (так же как и коррозии); поэтому эрозия новых лопаток наступает не сразу. Когда поверхность делается слегка шероховатой, эрозия быстро усиливается, но затем опять уменьшается, когда повреждение достигнет такой степени, что на поверхности эродированной лопатки будет удерживаться какое-то количество воды, создающей защитный слой.

Борьба с эрозией может вестись конструктором турбины тремя путями:

1. Выбором достаточно стойкого материала лопаток. Наиболее благоприятные результаты из ряда испытывавшихся материалов были получены от сталей с высоким содержанием хрома и никеля. Еще лучше противостоят эрозии твердые сплавы (например, быстрорежущие стали); однако они не обладают вязкостью, достаточной для возможности применения их в качестве лопаточного материала.

Поэтому в современной практике находят широкое применение защитные накладки из твердых сплавов, например стеллита (вольфрамкобальтовый сплав, содержащий 1—1,5% углерода, до 2% никеля, до 2% железа, до 2,75% кремния, 4—5% вольфрама, 28—32% хрома и 58—62% кобальта), прикрепляемые на входные кромки лопаток, изготовленных из обычной пержающей стали. Такая лопатка турбины ЛМЗ была приведена выше на рис. 4-32. Накладки припаиваются к ло-

¹ В. И. Бупкин, Эксплуатация паротурбинных установок, Госэнергиздат, 1950.

паткам серебряным припоем. Применяется также поверхностная закалка лопаток токами высокой частоты или другими способами с целью сообщения поверхности лопаток высокой твердости без снижения вязкости основной массы металла.

2. Применение промежуточного перегрева пара перед частью среднего давления турбины или очень высокой температуры перегрева свежего пара (при высоком начальном давлении).

3. Отводом влаги из последних ступеней турбины посредством особых каналов в промежуточных телах, через которые вода должна стекать в конденсатор (рис. 8-45), или установкой уловителей воды, отводящих ее в конденсатор или регенеративный подогреватель из каждой ступени в отдельности (рис. 8-46).

Само собой разумеется, что этими мерами нельзя достигнуть полного удаления влаги из пара, но некоторую пользу они все же приносят.

Вопрос о необходимости замены эродированных лопаток должен решаться, как правило, из соображений их механической прочности, т. е. замену эродированных лопаток следует производить лишь тогда, когда изнашивание уменьшит их механическую прочность до опасного предела.

Эта рекомендация объясняется тем, что стоимость лопаток и ремонта ступеней велика, а перелопачивание импортных машин, кроме того, связано с необходимостью загружать наши заводы изготовлением нестандартной

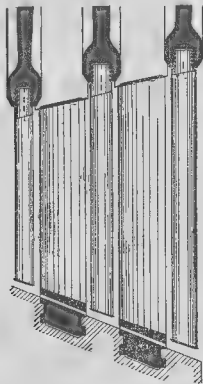


Рис. 8-45. Отвод влаги в конденсатор посредством каналов в промежуточных телах.

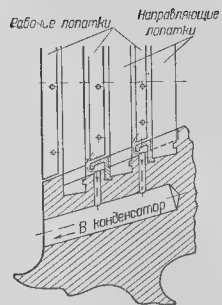


Рис. 8-46. Отвод влаги посредством уловителей в последних ступенях турбины.

продукции; для изготовления одного комплекта лопаток, как правило, нужно заново изготовлять все приспособления и инструменты. Влияние же изнашивания лопаток одной-двух ступеней на экономичность турбины обычно незначительно.

Для продления срока службы эродированных лопаток применяют следующие меры:

1. Срезают потерявшие прочность эродированные концы лопаток.

2. Если лопатки сильно разъедены у ленточного бандажа или разрезан сам бандаж, то возможна замена его проволочным.

3. На Каширской ГЭС был в одном случае применен метод наплавки металла на изношенные участки лопаток. Наплавление производилось углеродистой сталью, а самая кромок лопатки наплавлялась твердым сплавом «сормайт». Однако этот метод восстановления лопаток не получил распространения из-за невозможности получить полноценные механические качества восстановленных этим путем лопаток.

Впредь до перелопачивания разъемные по концам лопатки могут быть обрезаны до второго проволочного бандажа или укорочены с постановкой нового бандажа.

Водяные удары и попадание посторонних твердых тел

Влияние водяного удара на лопаточный аппарат было рассмотрено выше (стр. 338 - 341).

Постороннее твердое тело небольшого размера, попадая в турбину, наносит существенные повреждения лопаткам, главным образом заклиниваясь в зазорах; при этом оно или выбивает куски из более тонких кромок

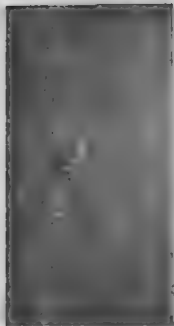


Рис. 8-47. Лопатка, поврежденная посторонним телом, попавшим в турбину.

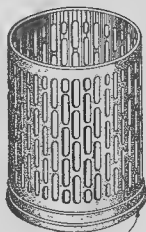


Рис. 8-48. Паровая сетка тяжелого типа.

лопаток (рис. 8-47) или сминает их, уменьшая сечения междуплощадочных каналов. По краям поврежденных мест часто образуются трещины, иногда микроскопически малые, но в дальнейшей эксплуатации увеличивающиеся в размере. Случаи выбивания целых лопаток более редки. Постороннее тело обычно не удается найти после вскрытия турбины, так как оно или вылетает в конденсатор, или размельчается. Поэтому причину аварии не всегда легко установить.

Посторонние тела могут попадать в турбину тремя путями:

- 1) из котла или паропровода (котельная накипь);
- 2) во время монтажа или ремонта турбины (мелкие детали или инструменты);
- 3) отрываясь от самой турбины (куски металла).

Попадание в турбину котельной накипи большими кусками в современных установках стало явлением сравнительно редким, так как мощные современные котлы непременно требуют очень хорошей питательной воды и регулярной чистки; однако в запущенных установках это явление возможно. Проникновение котельной накипи происходит главным образом при резких колебаниях нагрузки, вызывающих мгновенные увеличения скоростей пара в паропроводах и увлечение паром кусков накипи, отделяющихся от стенок пароперегревателя и паропроводов: куски накипи могут пробить паровую сетку и попасть в турбину.

Иногда бывает, что кусок накипи, попавший через пробитую сетку из паропровода или

отделившийся от паровой коробки, благополучно проскакивает один или несколько венцов лопаток и повреждает следующий венец. Иногда же он застревает между лопатками или в сопле и остается там до тех пор, пока струя пара не сдует его настолько, чтобы он мог проскочить дальше. Поэтому при каждом вскрывании турбины нужно тщательно осматривать лопатки и диафрагмы. В недоступных глазу местах следует прощупывать налы длинной загнутой проволокой.

Попадание посторонних тел в турбину из паропровода предотвращается наличием паровой сетки (рис. 8-48) перед стопорным клапаном при условии, что прочность сетки достаточна, но очевидно, что сетка не может защитить лопаточный аппарат от посторонних тел, попавших в турбину во время монтажа или ремонта или оторвавшихся от самой турбины.

Каждый раз, как турбина вскрывается, нужно обращать особое внимание, чтобы в нее не уронили какой-либо гайки, шпонки или другого предмета, который в дальнейшем может проникнуть в лопатки и причинить им серьезное повреждение. На время перерывов в монтажных работах вскрытую турбину нужно накрывать брезентом и оставлять около нее охрану, на обязанности которой лежит не подпускать к ней посторонних лиц.

Не следует разрешать ремонтному персоналу держать в карманах спецодежды или класть на фланцы корпуса мелкие детали и инструменты, которые могут незаметно упасть в турбину и вызвать в дальнейшем аварию. Фланцы снятых трубопроводов необходимо закрывать заглушками.

Отрывание металлических частиц от деталей турбины происходит вследствие перерождения материала корпуса и диафрагм; под влиянием высоких и переменных температур чугунные детали «растут», местами делаются пористыми и хрупкими и начинают слоиться по поверхности. Отделяющиеся пленки металла захватываются паром и увлекаются в лопаточный аппарат. В большинстве случаев эти пленки настолько хрупки, что при ударе о лопатки рассыпаются, не причиняя повреждений.

Более серьезную опасность представляют отлетающие иногда уголки фланцев корпуса или куски чугуна, отрывающиеся от диафрагм в местах заливки в чугун стальных лопаток. Поэтому при монтаже турбины нужно проверять, не слишком ли сильно прижаты внутренние края фланцев корпуса, и срубать в сопловых каналах диафрагм остроконечные выступы, остающиеся после отливки. Все пленки на

диафрагмы и корпусе должны быть зачищены и соответствующие места зачеканены.

Еще более опасны попавшие в турбину куски разбитого парового сита, сломавшихся лабиринтовых гребней или деталей клапанов и т. д.; однако такие случаи весьма редки; предупредить их возможно путем тщательных ревизий установки.

Задевание лопаток о неподвижные детали

При водяном ударе, деформациях корпуса, сдвиге ротора в осевом направлении или сильной вибрации его может происходить задевание рабочих лопаток о неподвижные, причем в лучшем случае края лопаток срабатываются или сминаются, а в худшем — происходит срывание бандажей, ослабление крепления лопаток и, наконец, их поломка.

Задевание может быть также вызвано прогибом диафрагм, происходящим вследствие какой-либо из рассмотренных выше (стр. 341) причин.

Наиболее частыми причинами задевания являются деформации при пуске в ход неправильно прогнотированной и осевого смещения ротора вследствие сильного срабатывания или выплавления упорного подшипника.

Определение повреждений лопаточного аппарата

Мы уже упоминали о том, что повреждения лопаточного аппарата обычно приводят к длительным простоям и дорогостоящему ремонту турбины; поэтому чрезвычайно важно обнаружить повреждение в самом начале его возникновения и немедленно принять меры к его ликвидации, пока оно еще не получило аварийного характера. Восстановить сорванный кусок бандажа, устранить задевание или укрепить расшатавшуюся лопатку можно в течение нескольких часов, иногда даже через люк, не вскрывая турбины; эти же причины, не замеченные вовремя, могут повлечь полное разрушение одного или нескольких венцов и надолго вывести турбину из строя.

При ревизиях и каждом вскрытии турбины необходимо тщательно осматривать лопатки, чтобы своевременно обнаружить появившиеся трещины. Лопатки до осмотра должны быть очищены от осадков и ржавчины, так как иначе трещины могут оставаться незамеченными. Осмотр лопаток производится с помощью лупы, дающей трех-четырекратное увеличение. Для обнаружения малозаметных трещин желательно производить проверку состояния лопаточного аппарата посредством

магнитной пробы. Этот способ заключается в том, что хорошо очищенные лопатки намагничивают, помещая между двумя подложками испытанию дисками 700—800 ампер-витков провода, через который пропускают постоянный ток напряжением 60—120 в. Намагниченные лопатки обливают смесью керосина с железной пудрой или последовательно погружают лопатки в ванночку с такой смесью. При этом трещины становятся отчетливо заметными благодаря концентрации железного порошка на их краях.

В лопатках, изготовленных из нержавеющей стали Ж-1, часто наблюдаются так называемые волосовичи, представляющие собой неметаллические включения в металл, растянувшиеся при протяжке профиля в тончайшие нити. Наличие волосовин на лопатках нежелательно, так как они могут дать начало образованию трещин.

Для проверки вибрационной характеристики, позволяющей судить и о плотности крепления лопаток, применяют осциллографирование.

Об угрозе аварии из-за вибрации лопаток также можно судить по обнаруженному осмотром трещинам и разрывам в бандажном проводе или по отрыванию шипов, крепящих лопатки к ленточному бандажу.

Обнаружить неисправность лопаточного аппарата во время работы турбины можно следующими путями:

- 1) прослушиванием турбины;
- 2) исследованием появившихся вибраций;
- 3) на основании косвенных признаков.

Прослушивание имеет целью обнаружить шумом появившееся трение или задевание: если в турбине все нормально, то будет слышен только ровный глухой шум проходящего через лопатки пара; металлические стук, звон, повизгивания, особый шум указывают на поломку или задевание в лопаточном аппарате. Определение неисправности по слуху требует большой опытности и привычки к данной машине; иногда (в особенности при пуске в ход) в турбине слышатся, казалось бы, ненормальные звуки, но по вскрытии все оказывается в порядке; с другой стороны, нередко случается, когда происходили повреждения лопаток, не сопровождавшиеся какими-либо замечательными изменениями нормального шума. Поэтому во всех сомнительных случаях необходимо одновременно проверять другие признаки неисправности.

Прослушивание турбины должно обязательно производиться при пуске в ход, сейчас же после того, как ротор стронулся с места и пока он вращается еще на малом числе

оборотов (50 100 об/мин). Затем нужно периодически прослушивать турбину при повышении оборотов, после того как она будет нагружена и через известные промежутки времени во время работы, в особенности если появится какая-либо ненормальная вибрация.

Прослушивание производят, прикладывая к какой-либо неизолированной неподвижной части турбины, например к выпускному концу корпуса турбины, корпусу лабиринтового уплотнения и т. п., так называемый «слухач», представляющий собой металлический стержень или трубку длиной 500 600 мм, на конец которой прикреплена полая чашечка с мембраной, прикладываемая к уху.

Существуют специальные приборы (стетоскопы) для прослушивания турбин, причем наиболее совершенные из них имеют усилители звука.

Появление ненормальных вибраций всегда указывает на неисправность турбогенератора; эта неисправность может относиться и к лопаточному аппарату. Выше мы уже рассмотрели причины и признаки вибраций (стр. 335) и поэтому останавливаться здесь на этом вопросе не будем.

Косвенные признаки повреждения лопаток в основном следующие:

1. Изменение нормальной величины давления пара или силы тока, потребляемого валоповоротным мотором, требующихся для того, чтобы стронуть ротор с места при проворачивании турбины. Если для проворачивания данной турбины всегда требовалось давление за дроссельным клапаном 0,5 ати при нормальном вакууме, то повышение этого давления, например, до 1 ати при том же вакууме может служить указанием на имеющееся заедание.

2. Анализ конденсата, указывающий на резкое увеличение содержания солей в конденсате против нормального: известно, что вылетевшие лопатки, попадая в конденсатор, часто пробивают одну или несколько трубок, давая возможность охлаждающей воде в значительном количестве попадать в конденсат. В некоторых случаях можно обнаружить помутнение конденсата да на глаз.

3. Поломка термометра на выпускном конце турбины. Этот признак указывает на то, что в одном из дисков, вероятно, вылетела лопатка или сорван бандаж, удар которых по гильзе термометра, входящей внутрь турбины, и вывал его поломку.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

НЕИСПРАВНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ И СПОСОБЫ ИХ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ

ПРИЧИНЫ УХУДШЕНИЯ ВАКУУМА

Встречающиеся на практике неисправности конденсационной установки выражаются или резким падением (срывом) вакуума, причины которого обычно зависят от неисправности воздушного или циркуляционного насосов и могут быть сравнительно легко обнаружены, или же постепенным ухудшением вакуума на небольшую сравнительно величину; обнаружить причину этого ухудшения иногда бывает затруднительно.

При эксплуатации конденсационной установки чаще всего приходится иметь дело со следующими явлениями, вызывающими ухудшение вакуума:

1. Недостаточная подача охлаждающей воды.

2. Слишком высокая температура охлаждающей воды, что обычно имеет место летом,

в особенности в установках, снабженных градирнями или охлаждающими прудами.

3. Загрязнение конденсаторных трубок.

4. Засасывание атмосферного воздуха через неплотности фланцев или уплотнений.

Основные причины и признаки ухудшения вакуума в эксплуатации сведены в табл. 9-1.

Для постоянного наблюдения за состоянием конденсационной установки может быть использован следующий метод.

При работе турбогенератора, находящегося в полном порядке, с проверенным на плотность и совершенно чистым конденсатором, замеряются температуры:

а) охлаждающей воды после конденсатора;

б) отработавшего пара в выпускном патрубке турбины или в горловине конденсатора;

в) конденсата;

г) отсасываемой паровоздушной смеси.

Причины и признаки неисправностей конденсационного устройства

№ п.п.	Наблюдения	Вероятная причина ухудшения вакуума
1	Температура отработавшего пара перед конденсатором мнissime температуры, соответствующей его давлению (табл. 9-2)	Большой присос воздуха в турбину сразу же помимо конденсационной установки (на пример, через концевые уплотнения вала)
2	Переохлаждение конденсата превышает нормальную для данной установки величину	Присос воздуха в пределах конденсационной установки или неисправность воздушного эжектора. Подается чрезмерно большое количество охлаждающей воды для данной нагрузки турбины (наиболее вероятно зимой, при низкой температуре воды)
3	Температура охлаждающей воды у выхода из конденсатора выше нормальной, но разность между ней и температурой отработавшего пара нормальна	Подается недостаточное количество охлаждающей воды из-за неисправности насоса, засорения фильтра, воздушной неплотности трубопровода или других причин
4	Разность между температурой отработавшего пара и температурой охлаждающей воды у выхода из конденсатора превышает нормальную величину для данной нагрузки турбины и данной температуры входа охлаждающей воды, но разность температур воды до и после конденсатора нормальна	Загрязнение конденсаторных трубок, ухудшение работы воздухоудалющих устройств, ухудшение воздушной плотности установки
5	Разность между температурой воздуха, отсасываемого из конденсатора, и температурой охлаждающей воды перед конденсатором превышает нормальное для данного режима значение	Загрязнение трубок воздухоохладителя или всех трубок конденсатора. Возможно также разрушение перегородки, отделяющей воздухоохладитель от парового пространства конденсатора

Такие измерения должны быть произведены при нескольких определенных расходах пара в конденсатор (нагрузках турбины) при разных значениях температур входящей охлаждающей воды.

По замеренным величинам следует построить графики:

а) нагрева охлаждающей воды в зависимости от расхода пара;

Зависимость между температурой, давлением и вакуумом в конденсаторе

Температура пара, °C	Давление		Вакуум при В ... мм рт. ст.	
	мм рт. ст.	кг/см²	мм рт. ст.	%
23	21,02	0,0286	738,96	97,23
24	22,32	0,0304	737,68	97,06
25	23,69	0,0322	736,31	96,88
26	25,13	0,0342	734,87	96,69
27	26,65	0,0363	733,35	96,49
28	28,25	0,0384	731,75	96,26
29	29,94	0,0407	730,06	96,06
30	31,71	0,0431	728,29	95,83
31	33,57	0,0456	726,43	95,58
32	35,53	0,0483	724,47	95,30
33	37,59	0,0511	722,41	95,06
34	39,75	0,0541	720,25	94,77
35	42,02	0,0572	717,98	94,47
36	44,40	0,0604	715,60	94,16
37	46,90	0,0638	713,10	93,82
38	49,51	0,0673	710,49	93,48
39	52,26	0,0711	707,74	93,12
40	55,13	0,0750	704,87	92,75

б) разности температур отработавшего пара и выходящей охлаждающей воды в зависимости от расхода пара при разных температурах входящей охлаждающей воды;

в) разности температур отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси и входящей охлаждающей воды в зависимости от расхода пара при разных температурах входящей охлаждающей воды;

г) переохлаждения конденсата в зависимости от тех же величин, что в пп. «б» и «в».

Пользуясь этими графиками и сопоставляя найденные по ним значения отдельных величин с измеренными в дальнейшей эксплуатации, можно установить и вероятную причину ухудшения вакуума (см. табл. 9-1 *). Так, например, если в результате измерений когда-либо будет установлено, что при пропуске пара в конденсатор 170 т/ч и температуре входа охлаждающей воды 10°С нагрев ее составляет 9,5°С вместо 8°С, а разность температур пара и выходящей охлаждающей воды равна 12°С вместо 10°С, то это будет показывать, во-первых, на недостаток охлаждающей воды и, во-вторых, на ухудшенную воздушную плотность конденсатора или загрязнение трубок (табл. 9-2).

* Более детальную таблицу можно найти, например, в книге В. П. Блюдова, Конденсационные устройства паровых турбин, Госэнергоиздат, 1951.

Проверка воздушной плотности

Судить о воздушной плотности системы можно по скорости ухудшения вакуума при определенной нагрузке турбины и отключением отсоса воздуха из конденсатора. Для этой цели, отключив полностью отсос воздуха (закрыванием задвижки на воздушной трубе) записывают через каждые полминуты значение вакуума в конденсаторе в течение 5-6 мин, не допуская, однако, ухудшения вакуума ниже 550-500 мм рт. ст.

Согласно «Руководящим указаниям по контролю за работой конденсационных установок», разработанным ОРГРЭС, для турбин мощностью 12-25 тыс. кВт плотность установки считается отличной, если скорость ухудшения вакуума не превосходит 2-3 мм рт. ст. в минуту. Для турбин мощностью 25-50 тыс. кВт воздушная плотность должна обеспечивать скорость ухудшения вакуума не более 1-2 мм рт. ст. в минуту. Эти цифры относятся к нагрузкам 80-100% от номинальной.

Новые турбины ЛМЗ типов ВК-50 и ВК-100 имеют на эжекторе прибор (воздухомер), непосредственно указываю-

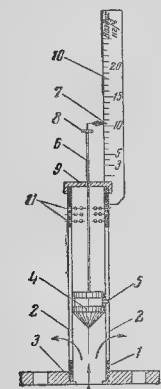


Рис 9-1. Схема поршневого воздухомера ВТИ.

1 — патрубок; 2 — боковая щель; 3 — фланец; 4 — поршень; 6 — направляющая цапфа; 7 — стрелка; 8 — ограничитель хода поршня; 9 — крайняя; 10 — шкала; 11 — дополнительные вырезанные отверстия, открывающиеся при крайнем положении поршня, вызывающие нормальное количество воздуха.

щий количество воздуха, отсасываемого эжектором. Наличие этого прибора позволяет довольно точно оценивать плотность системы и немедленно принимать меры к устранению подсосов воздуха, возникающих в процессе эксплуатации.

Два типа воздухомеров — дроссельный и поршневой — разработаны ВТИ им. Дзержинского при участии службы ЦТО Мосэнерго¹.

Более простой из них — поршневой возду-

хомер — изображен на рис. 9-1. Он состоит из бронзового цилиндра 1, внутри которого может ходить пустотелый латунный поршень 4, трущаяся поверхность которого наплавлена баббитом.

В цилиндре 1 с двух сторон прорезаны узкие сквозные щели 2. В теле поршня закреплены направляющая цапфа 5, скользящая в щели 2, и ось 6 с ограничителем 8 и стрелкой 7.

При работе прибора положение поршня, а следовательно, и стрелки 7 зависит от давления воздуха под поршнем, которое уравнивается вес поршня.

Изменение положения поршня связано с большим или меньшим открытием щелей для выхода воздуха и зависит от количества воздуха, выбрасываемого эжектором в атмосферу.

Шкала 10 градуируется в весовых единицах расхода воздуха (кг/ч) при температуре 50° С.

Нахождение неплотных мест, через которые происходит присос воздуха в конденсатор, является нелегкой задачей, так как приходится обследовать большое число фланцевых стыков и соединений. Часто неполадка кроется даже и не в самой конденсационной установке.

Так, частой причиной засасывания значительных количеств воздуха является неудовлетворительная работа уплотнений вала.

Передко воздух проникает через неплотности фланцевых соединений системы регенерации.

Простейший, но мало эффективный способ нахождения мест присоса воздуха во время работы установки заключается в том, что ко всем фланцам, стыкам и другим сомнительным по плотности местам (например, атмосферный клапан) подносят горящую свечу и по отклонению пламени определяют место засасывания воздуха. Иногда отыскивают места неплотности при помощи мыльной пены, которую наносят на все подозрительные в отношении плотности места; неплотности обнаруживаются по засасыванию мыльных пузырьков.

В самое последнее время за рубежом нашел широкое применение метод отыскания неплотностей в системах, находящихся под вакуумом, при помощи галоидных теческательей. Этим методом удается быстро обнаружить малейшие неплотности системы без вывода установки из действия.

Принцип действия галоидного теческательей основан на том, что в присутствии газа, содержащего галоиды, резко возрастает эмис-

¹ См «Вопросы конструирования и эксплуатации конденсационных устройств паровых турбин», Госэнергоиздат, 1953

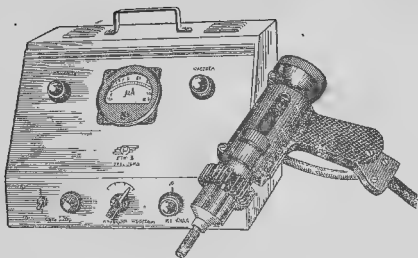


Рис. 9-2 Общий вид галонидного теческателья ГТИ-3.

сия положительных ионов, испускаемых раскальной платиной. В качестве галонидосодержащего газа обычно используется фреон-12 (Ф-12) или фреон-22 (Ф-22).

Проверяемая на плотность зона конденсационной установки (фланцы, стыки, швы) обдувается снаружи фреоном. При наличии неплотностей газ засасывается в систему и выходит вместе с паровоздушной смесью из главного эжектора, где его присутствие обнаруживается специальным прибором. Время обдувания предполагаемых неплотных мест составляет от 5 до 20 сек. Скорость движения пистолета (шупа) теческателья — от 30 до 50 мм/сек.

Наша промышленность выпускает галонидные теческательи высокой чувствительности. Так, например, теческательи ВАГИ-4 и ГТИ-3 обнаруживают утечку фреона, соответствующую расходу 0,5 г в год. Эти теческательи имеют стрелочные указатели и звуковые сигнализаторы. Более удобным для использования в турбинных установках оказался галонидный теческатель переносного типа ГТИ-3, снабженный головными телефонами. Общий вид этого теческателья приведен на рис. 9-2.

В случае, если имеется возможность вывести установку из действия, отыскивание всех неплотностей в конденсационной установке вполне надежно может быть выполнено гидро- или пневматическим способом, т.е. проверкой плотности заполненного водой конденсатора при некотором внутреннем давлении, превышающем атмосферное. ОРГРЭС рекомендует производить эту проверку следующим образом:

1. Вестовые трубы турбины заглушают крышками, а концевые уплотнения — хомутами с резиновыми прокладками.

2. Вскрывают крышки или люки водяных камер конденсатора.

3. Вскрывают крышку атмосферного кла-

пана, а сам клапан закрепляют в прижатом к седлу положении (во время опрессовки проверяется также плотность клапана).

4. Паровое пространство конденсатора заполняют конденсатом до уровня примерно на 200 мм выше фланца выхлопного патрубка турбины. Для контроля за уровнем воды при заполнении конденсатора в горловине его на нужной высоте можно просверлить отверстие, которое после заполнения конденсатора закрывается пробкой на резьбе.

5. Закрывают задвижки на воздухоотсасывающих линиях перед эжекторами.

6. К турбине (удобнее всего к выхлопному патрубку) присоединяют штуцер с гибким шлангом диаметром 1 - 1½ дюйма.

Шланг соединяют с воздушным компрессором, с помощью которого внутри корпуса турбины создают давление не более одной избыточной атмосферы.

Созданное внутри корпуса давление позволяет обнаружить по протечкам воды все имеющиеся неплотности, даже самой незначительной величины. Места выявленных неплотностей отмечают и после их устранения производят повторное контрольное опробование.

Применяют также опрессовку конденсатора без заполнения его водой; для этого уплотнения вала и вестовые трубы турбины уплотняют резиновыми прокладками и в конденсатор накачивают воздух, после чего малярной кистью покрывают все стыки и соединения мыльной водой, отыскивая неплотные места по образованию пузырей.

Определение водяной плотности конденсатора и величины присоса воды в паровое пространство

Присос охлаждающей воды в паровое пространство крайне нежелателен, а в некоторых случаях просто недопустим, так как он ухудшает качество конденсата, а следовательно, и питательной воды, что отражается на работе котельной, а также вызывает повышенное отложение накипи на лопатках турбин (глава 8). При очень сильном присосе конденсатный насос, который должен будет откачивать не только конденсат, но и проникающую в паровое пространство воду, может не справиться с этой задачей; тогда уровень воды в конденсаторе начнет возрастать, вакуум будет ухудшаться и может возникнуть необходимость остановки турбины.

Регулярное наблюдение за водяной плотностью конденсатора должно производиться при помощи химического анализа конденсата, что дает возможность установить (по содер-

жанию солей и примесей) примерное количество попадающей в конденсат охлаждающей воды; анализ должен быть выполнен специалистом.

Анализ конденсата нужно производить через небольшие промежутки времени (по возможности ежедневно); кроме получения данных о плотности конденсатора, он имеет еще следующее значение: резкое увеличение содержания циркуляционной воды в конденсате может служить указанием на вылетевшие в одном из последних дисков турбины лопатки и поможет предотвратить более серьезную аварию¹.

В современных установках начинают получать распространение специальные приборы — солемеры, непрерывно регистрирующие содержание конденсата.

Указывающий прибор солемера может быть установлен на тепловом щите турбины непосредственно перед глазами машиниста.

Количеством водяную плотность надежнее всего определять непосредственным измерением количества воды, проникающей в паровое пространство конденсатора при неработающей турбине.

Если имеется возможность создать в водяном пространстве конденсатора давление приблизительно на 1 ат выше нормального рабочего (например, частичным закрытием задвижки на сливной линии), то создают такое давление и открывают какую-либо пробку или трубу в конденсатороприемнике конденсатора, через которую спускают конденсат из парового пространства конденсатора. Убедившись, что весь накопленный ранее в конденсаторе конденсат спущен, подставляют на определенное время (обычно 30—40 мин) под открытое отверстие бачок, в который и собирается вода, проникающая из водяного пространства в паровое.

Если по тем или иным причинам давление в водяном пространстве конденсатора не может быть значительно увеличено по сравнению с нормальным (рабочим) значением его, то аналогичный опыт производится с созданием вакуума в паровом пространстве конденсатора. Для этого конденсатор наливает водой так, чтобы уровень воды в паровом пространстве был несколько выше нижней гайки водоуказательного стекла. Затем пускают воздушный и циркуляционный насосы. Отработавший пар насосов и его конденсат во время этого опыта не должны поступать в конденсатор. Подача пара на уплотнения не произ-

водится. Как только установится постоянный вакуум 300—400 мм рт. ст., делают отметку уровня воды на стекле и отмечают время.

Через 30—40 мин делают вторую отметку уровня воды и останавливают насосы. После этого сливают воду из парового пространства конденсатора до второй отметки (без замера ее количества), а затем сливают ее до первой отметки в бачок, в котором она может быть взвешена.

Полученная по замеру в бачке величина присоса должна быть пересчитана на нормальные условия работы конденсатора по формуле¹

$$D' = D \sqrt{\frac{\frac{P'_1 + P'_2}{2} + \frac{H'}{735,5}}{\frac{P_1 + P_2}{2} + \frac{H}{735,5}}},$$

где D — определенная взвешиванием величина присоса, кг;

D' — истинная величина присоса (в рабочих условиях), кг;

P_1 и P_2 — давления охлаждающей воды при входе и выходе из конденсатора во время испытания, атм;

P'_1 и P'_2 — то же в рабочих условиях;

H и H' — вакуум, мм рт. ст., во время опыта и в рабочих условиях, причем H' обычно значительно больше H .

При этом предполагается, что величины щелей, через которые происходит присос воды, не изменяются при углублении вакуума.

Во время проведения таких опытов должны быть заглушены все линии, присоединенные к конденсатору, по которым в его паровое пространство может вытекать или вытекать вода (дренажи, сырая вода и т. п.).

В исправном конденсаторе величина присоса должна быть близка к нулю и во всяком случае не превышать нескольких килограммов в час.

Определение неплотных мест, через которые происходит присос воды в конденсатор, может быть выполнено описанным выше способом опрессовки с предварительным затенением парового пространства водой.

Определение мест присоса воды у остановленной турбины может быть облегчено и ускорено применением флуоресцина², представляющего собой растворимый в воде красю-

¹ Этот пересчет производится независимо от того, проводится опыт с вакуумом в конденсаторе или с вакуумом.

² Химическая формула флуоресцина или резорцинфталена $C_{20}H_{12}O_5$. Может быть использован также уран $C_{20}H_{10}O_5Na_2$, представляющий собой диантривую соль флуоресцина.

¹ Вылетевшие лопатки, попадая в конденсатор, часто пробивают одну или несколько трубок.

желтый порошок, интенсивно светящийся при облучении ультрафиолетовым светом.

Для этой цели из водяных камер конденсатора сливают воду, после чего заполняют его паровое пространство конденсатом примерно на одну четверть. Затем в конденсатор заливают раствор флуоресцина из расчета получения в конечном счете концентрации 7—10 мг/л, одновременно заполняя паровое пространство конденсатом доверху, что должно обеспечить хорошее перемешивание конденсата с раствором флуоресцина. Если после этого произвести облучение трубных досок ультрафиолетовой лампой из водяных камер, то все неплотности будут отчетливо видны, так как просачивающаяся из парового пространства вода будет светиться ярким ж то вато-зеленым светом.

Флуоресцин не ядовит, не вызывает коррозии и легко смывается.

У турбин, имеющих конденсаторы, допускающие отключение по половинам, можно производить определение мест присоса воды и заглушение дефектных трубок пробками при работе агрегата со сниженной (примерно на 50%) нагрузкой. Для этого, так же как и при чистке на ходу, выключают одну половину и находят дефектные трубки по присосу воздуха через них, определяемому вытягиванием пламени свечи.

РАЗЪЕДИНЕНИЕ ТРУБОК КОНДЕНСАТОРА

Продолжительность работы конденсаторных трубок различна для разных установок и зависит от условий эксплуатации и материала трубок. В некоторых случаях разъединение трубок происходит настолько интенсивно, что замена их требуется уже через несколько месяцев работы.

Причины, вызывающие разъединение трубок, разнообразны и еще не вполне изучены; существующие способы защиты не радикальны и обычно только ослабляют происходящее разрушение; мы дадим здесь лишь основные данные о причинах разъединения и мерах защиты, отсылая интересующихся более подробными данными к специальным исследованиям.

Разъединение может быть вызвано одной из следующих причин или их совокупностью: 1) химическими явлениями; 2) посторонними (блуждающими) токами; 3) местными (гальваническими) токами; 4) действием на трубки струи воды, содержащей воздух (струйная коррозия); 5) эрозией.

Химическое разъединение (химическая коррозия) выражается главным образом в том, что цинк, находящийся в латуни, из которой

изготавливаются трубки, растворяется в охлаждающей воде и вымывается ею из сплава. В результате происходящего обесцинкования металл приобретает хрупкую, губчатую структуру и красный цвет.

Наиболее интенсивно этот процесс происходит в морской воде, а также при охлаждающей воде, загрязненной кислотами или аммиаком, которые могут попадать в охлаждающую воду со сточными водами близлежащих заводов и фабрик. Наиболее радикальным мероприятием против обесцинкования является применение для конденсаторных трубок сплавов, более устойчивых против обесцинкования, чем обычно применяемые в настоящее время латуни Л-62, Л-68 и ЛО-71. Совершенно не подвержен обесцинкованию медно-никелевый сплав — м е л ь х о р (МН 70/30). Он не содержит цинка и состоит в основном из около 70% меди, около 30% никеля, около 0,5% железа, 0,3—1% марганца, но он дорог и поэтому применяется почти исключительно в конденсаторах, работающих на морской воде, где латуни не всегда пригодны.

Разъединение блуждающими токами еще недавно считалось одной из основных причин разрушения конденсаторных трубок. В настоящее время на основании ряда исследований и наблюдений считается, что роль этого фактора была преувеличена и, по-видимому, он может иметь место только в исключительных случаях. Переменные токи безопасны в отношении разъединения трубок и разрушающее действие могут оказывать только постоянные токи.

Разъединение местными (гальваническими) токами (электрохимическая коррозия). Известно, что два разнородных материала, электрически соединенных и погруженных в соответствующую жидкость (электролит), могут образовать гальванический элемент и дать место электрическим токам, в результате которых будет постепенно разрушаться электроположительный материал данной пары. Охлаждающая вода, содержащая примеси (в особенности морская вода), является электролитом; активизирующее электрохимическую коррозию действие оказывает присутствие в охлаждающей воде частиц угля или кокса. Разрушение латунных трубок конденсатора зависит при этих условиях от наличия в конденсаторе деталей, выполненных из других металлов, и способа соединения между собой отдельных деталей. В некоторых случаях для возникновения местных токов достаточно неоднородности материала трубок по длине, вызванной несовершенством их

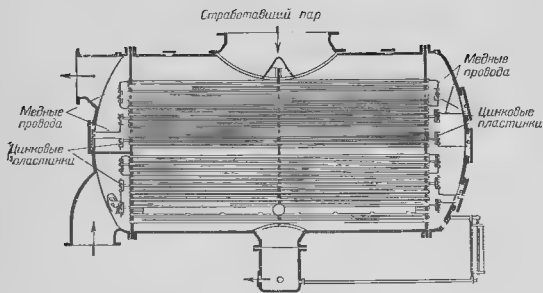


Рис. 9-3. Конденсатор с защитой цинковыми протекторами.

изготовления. Нужно отметить, что возникающие в этих случаях местные токи настолько незначительны, что с трудом поддаются измерению даже точными приборами.

Разрушение материала трубок обычно проявляется в виде обесцинкования, т. е. носит такой же характер, как и при химическом разведении. Очень часто оба эти явления имеют место одновременно.

Разъединяю нередко подвергаются также железные трубные доски конденсатора, причем начинается оно кругом трубок, что может привести к неплотности их развальцовки.

Для защиты от разъединяю местными токами чаще всего применяется установка в водяных камерах цинковых или алюминиевых пластин (протекторов), электрически соединенных медными проводами с защищаемым материалом, при этом под действием местных токов разрушаются пластины (электроположительный материал), а защищаемые детали остаются неповрежденными. Конденсатор, снабженный защитными цинковыми пластинами, показан на рис. 9-3.

Как обычно защищают от разъединяю трубные доски; трубки же при этом защищаются практически на очень небольшой длине (100 - 200 мм). Для защиты трубок, по-видимому, лучше применять железные протекторы, продукты распада которых, заносимые водой в трубки, способствуют образованию стойкой защитной пленки окислов на трубках по всей их длине.

Защитное действие протекторов прекращается после того, как поверхность их покрывается слоем продуктов распада. Поэтому протекторы нужно периодически очищать и следить за хорошим электрическим контактом их с защищаемой поверхностью.

Струйная (ударная) коррозия имеет место когда охлаждающая вода содержит нерастворенный воздух и протекает по трубкам с большими скоростями (выше 2,5 - 3 м/сек для мельхиора и 1,5 - 2 м/сек для лагуней).

Разрушение трубок в этом случае объясняется тем, что с поверхности трубок смывается и сбивается пузырьками воздуха защитная пленка окислов и материал трубок, оказываясь лишенным этой защиты, разрушается под действием как эрозии, так и эрозии.

Эрозия наружной поверхности трубок наблюдается в тех случаях, когда подвод дренажа или отработавшего пара вспомогательных механизмов в конденсатор выполнен так, что струя ударяет непосредственно по трубкам. При этом происходит быстрое изгашивание соответствующих участков трубок (рис. 9-4). Для предотвращения этого явления нужно установить отбойные листы против мест ввода дренажа или пара в конденсатор.

При невозможности установить такие защитные листы из-за отсутствия доступа в паровое пространство конденсатора или из-за отсутствия в конденсаторе свободного места для их установки можно заглушить один-два ряда трубок, расположенных против места подвода пара, создав из них защитный барьер. Для увеличения долговечности этого барьера следует, перед тем как глушить трубки, заложить внутрь их металлические сплошные стержни.

Сильного эрозийного износа первых рядов трубок конденсатора влажным паром, поступающим из турбины, обычно не наблюдается.

Поэтому установка каких-либо защитных устройств перед первым рядом трубок в виде перегородок, сеток и т. п., неизбежно ухудшающих вакуум за турбиной, себя не оправдывает, но в ряде случаев вполне целесообразно первые ряды трубного пучка набрать из трубок с увеличенной толщиной стенки (например, 1,5 мм вместо 1 мм).

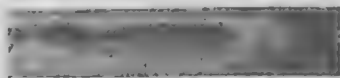


Рис. 9-4. Конденсаторная трубка, изношенная напильником из-за неправильного ввода дренажа в конденсатор.

Иногда наблюдается эрозийный износ концов трубок, соединенных с трубой доской при помощи сальниковых шпиль, вследствие интенсивного завихривания воды при входе ее в трубки. Повреждения концов трубок выражаются в виде глубоких изгибов внутри трубки. Лучший способ ликвидации этого явления — развальцовка входных концов трубок и разделка выступающих концов колокольчиком.

ТРЕЩИНЫ В ТРУБКАХ КОНДЕНСАТОРА

В некоторых случаях наблюдалось появление продольных трещин в трубках, иногда после сравнительно небольшого срока работы. Эти трещины вызываются дефектами изготовления трубок.

Конденсаторные трубки изготавливаются протяжкой из литой болванки. Если в болванке имеются какие-либо пороки (раковины, посторонние включения), то в процессе изготовления трубок эти пороки выходят на поверхность трубки и служат исходной точкой для образования трещин и коррозии.

Во время протяжки могут образоваться также глубокие продольные риски, вдоль которых в дальнейшем образуются трещины.

К трещинам ведет также наличие внутренних напряжений в материале, возникших при изготовлении. Отжиг трубок на заводе после их протяжки должен устранять эти напряжения.

Трещина в трубке обычно ведет к попаданию значительных количеств охлаждающей воды в конденсат. До замены поврежденной трубки следует в виде временной меры заглушить трубку пробками с обеих сторон.

ВИБРАЦИЯ ТРУБОК КОНДЕНСАТОРА

Вибрация трубок вызывает их изнашивание в местах, где они проходят через перегородки, расстройство сальниковых уплотнений и развальцовки в трубных досках, а в некоторых случаях — появление трещин в стенках трубок и даже поломку трубок, главным образом около трубных досок.

Причиной, вызывающей вибрацию трубок, обычно является пульсация парового потока, реже — вибрация всего конденсатора, связанная с вибрацией турбины или других каких-либо механизмов. Усиленная вибрация трубок двух-трех верхних рядов может быть вызвана также периодическим срывом вихрей при обтекании трубок паровым потоком и ударным действием парового потока, в частности капельками воды, содержащимися в отработавшем паре и обладающими довольно большой кинетической энергией.

Если частота свободных колебаний трубок совпадает с частотой вынужденных колебаний, которая принимается равной числу оборотов турбины в секунду, то наступает явление резонанса (стр. 96), при котором амплитуда колебаний трубок сильно возрастает. Длительной работы трубок в резонансе (и даже возле резонанса) допускать нельзя; их необходимо отстронить от резонанса.

Отстраняют трубки от резонанса или заменой их другими, более толстостенными, или перестановкой и добавлением перегородок в конденсаторе; иногда достаточно несколько поднять перегородки так, чтобы трубки только плотно прилегали к отверстиям в них или слегка выгнулись вверх и натянулись¹. В качестве временной меры допустимо применение деревянных планок (дубовых или березовых), расклинивающих трубки в соответствующих местах. На некоторых станциях с успехом применяли металлические скрепы из нескольких рядов латунных полосок шириной 25 мм и толщиной 3 мм, связывающих трубки верхних рядов друг с другом в один или несколько пучков; установка таких скреп позволяла свести вибрацию трубок до минимума.

ЧИСТКА КОНДЕНСАТОРА

Определение периодичности чистки

По мере загрязнения трубок или трубных досок конденсатора вакуум в нем ухудшается, что вызывает увеличение расхода пара турбиной. Поэтому конденсатор нужно подвергать регулярной чистке. Однако чистка конденсатора является дорогой операцией, стоимость которой выражается сотнями рублей; кроме того, чистка во многих случаях связана с необходимостью останова агрегата или снижения нагрузки, что влечет за собой недоотпуск энергии станцией.

Определение наимыгоднейших периодов между чистками, т. е. таких сроков чистки, при которых она является экономически выгодной, представляет большой практический интерес. Эти сроки, очевидно, будут различны для разных установок, так как в каждом отдельном случае сроки между чистками должны определяться на основе технико-экономического анализа работы установки. Эти сроки должны быть наименьшими, если вакуум ухудшается не вследствие загрязнения трубок, а от засорения трубных досок (листьями, тра-

¹ Более подробно этот вопрос рассмотрен в книге В. П. Блюдова, Конденсационные устройства паровых турбин, Госэнергоиздат, 1951.

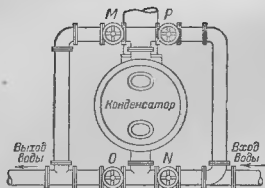


Рис. 9-5 Схема устройства для периодического изменения направления воды в конденсаторе.

вой, щепками, рыбой и т. д.), очистка которых не требует больших затрат.

Очистка трубных досок чаще всего производится вручную, но это требует открытия люков или крышек конденсатора, а для конденсаторов не непрерывного действия это связано с остановом турбины. В некоторых случаях могут оправдать себя устройства, позволяющие изменять направление течения воды в конденсаторе на обратное (реверсивные устройства); при реверсировании воды мусор с трубных досок и из трубок смысывается и уносится в отводящий канал.

Для осуществления такого устройства нужно установить несколько перемычек с небольшим числом задвижек на водяных линиях. Одна из возможных схем такого устройства для простого двухходового конденсатора приведена на рис. 9-5; при открытых задвижках М и N и закрытых О и Р выпуск воды происходит снизу, а выпуск — сверху конденсатора; при открытых задвижках О и Р и закрытых М и N — наоборот.

Методы чистки трубок конденсаторов

Все принятые на практике способы чистки трубок конденсаторов можно разделить на три группы: 1) промывка повышением скорости циркуляционной воды; 2) химическое растворение осадков; 3) механическая чистка щетками, ершами или шарошками.

Применение того или иного способа зависит от характера осадков в трубках и от конструкции конденсатора. Очевидно, что предпочтением всегда следует оказывать методу, применение которого связано с минимальным недоотпуском энергии турбогенератором за время чистки и не наносит ущерба целостности и плотности конденсационной установки.

Промывка конденсатора. В тех случаях, когда осадки в трубках (например, частицы ила, торфа) не прилипают крепко к их стенкам, простое повышение скорости циркуляционной воды может быть достаточным для смы-

вания осадков. Это возможно только при некоторых специальных конструкциях конденсаторов; действительно, для того чтобы повысить скорость протекания воды, нужно или увеличить подачу ее при неизменном общем сечении трубок, или уменьшить общее сечение, сохранив по возможности неизменной подачу воды.

Первый способ редко возможен, так как системы водоснабжения работают обычно с открытыми задвижками и не имеют большого запаса по производительности.

Второй способ, состоящий в том, что расходуемое количество воды направляется не во все трубки конденсатора, а только в часть их, требует особого устройства конденсатора.

В конденсаторах непрерывного действия при выключении одной половины трубок скорость воды в другой половине увеличивается примерно в 1,5 раза, что, вообще говоря, недостаточно для радикальной промывки их, но позволяет производить механическую или химическую чистку значительно реже.

При применении сложной системы подвода воды и наличии перегородок в водяных камерах можно осуществить большее увеличение скорости; однако такие конденсаторы распространения не получили.

В тех случаях, когда установка работает с регулярными длительными перерывами, полезно на время этих перерывов спускать из конденсатора воду и открывать люки; тогда осадки в трубках просыхают и легко смываются со стенок при последующем пуске циркуляционной воды.

Иногда оказывается полезным во время останова турбогенератора просушить конденсатор, для чего после спуска охлаждающей воды заливают в паровое пространство горячую воду. После такой просушки органические отложения обычно превращаются в пыль, легко смываемую водой.

Химическая чистка. При осадках в виде слизи маслянистого, илистого или глинистого характера может быть применено выщелачивание конденсатора каустической содой (едким натром). Для этого заполняют водяное пространство конденсатора водой и заливают в водяную камеру раствор каустической соды из расчета около 0,5% по весу от веса воды, вмещающейся в водяном пространстве конденсатора; затем паром невысокого давления прогревают раствор. Раствор следует подогревать только до 50—60° С, так как иначе могут пострадать уплотнения трубок или прокладок фланцев. Выщелачивание продолжается от 6 до 24 ч в зависимости от характера и толщины пленки слизи.

На 1-й МГЭС применяли искусственную циркуляцию раствора в конденсаторе во время выщелачивания, для чего пускали насос на специально устроенной линии замкнутой циркуляции.

В последнее время этот способ чистки конденсаторов вытесняется хлорированием охлаждающей воды (см. стр. 376).

При твердых осадках известкового характера (жесткая охлаждающая вода) можно применять растворение их соляной кислотой. Водяное пространство конденсатора наполняется водой, и в него доливается необходимое количество раствора кислоты через верхний люк. Перед вливанием раствора необходимо защитить соседние с люком детали установки от разъедания кислотой.

Крепость получившегося в конденсаторе раствора обычно составляет 1,5—3,5% и ни в коем случае не должна превышать 5%, а к концу очистки, когда металлические поверхности уже обнажились, должна быть снижена до 1%. Для ускорения очистки раствор подогревают паром до 50—60°С.

Для наблюдения за ходом чистки выделяющиеся из конденсатора газы отводят посредством резиновой трубки в сосуд с известковой водой. Помутнение известковой воды показывает, что очистку следует продолжать, так как реакция растворения осадков продолжается.

Через 3—4 ч, когда выделение газов прекратится, раствор выпускают, трубки сначала прополаскивают чистой водой, а затем протирают щетками, чтобы окончательно удалить остатки отложений.

При чистке конденсаторов соляной кислотой необходимо иметь в виду, что кислота растворяет олово и цинк и вызывает электролитическое разрушение трубок и их уплотнений.

Поэтому рекомендуется добавлять в раствор кислоты специальные вещества (пассиваторы), например уротропин, столярный клей, кровяную сыворотку, формалин, фурфурол и т. п., которые ослабляют вредное действие кислоты на металлы. Количество пассиватора должно составлять 1—2 кг на 1 т раствора.

Чистка конденсаторов соляной кислотой (даже с пассиватором) или каустической содой может вызвать коррозию трубок; поэтому применять эти способы следует осторожно и во возможности не часто.

Очистка конденсатора непрерывного действия может быть выполнена на ходу по половинам.

Реактивы, применяемые при водоподготовке, могут отлагаться на внешних поверхностях трубок. Для их удаления приходится подвергать конденсатор химической чистке; иногда удаётся смыть отложения горячей водой (80—90°).

Механическая чистка. Механическая чистка все еще является распространенным, хотя и дорогим и наименее эффективным способом удаления осадков и отложений из трубок конденсатора. Выполняется она или посредством щеток, которые прогоняются через трубки вручную шомполами, или при помощи ершей и резиновых шариков, прогоняемых сквозь трубки водой или сжатым воздухом.

При чистке ершами и шариками применяются разные «пистолеты», один из которых изображен на рис. 9-6. Этот «пистолет» действует водой с давлением 3—10 ат, которая прогоняет сквозь трубки резиновые шарики. Для чистки трубок в них закладывают шарик 11 и «пистолет», присоединенный резиновым шлангом к водопроводу, прижимают мундштуком 10 к устью трубки. Нажим на мундштук вызывает движение ствола 7 назад, что приводит к открытию клапана 3, запирающего воду. После того как шарик пролетел сквозь трубку, на что требуется примерно 1 сек, «пистолет» отводят назад, и клапан 3 автоматически запирается давлением воды.

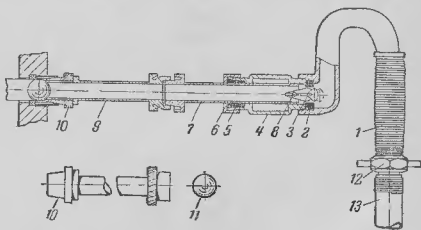


Рис. 9-6. «Пистолет» для чистки конденсаторных трубок.
1 — рукоятка; 2 — гнездо клапана; 3 — клапан; 4 — кожух; 5 — пружина; 6 — гайка шпильки; 7 — ствол; 8 — шпилька; 9 — мундштук; 10 — наконечник мундштука; 11 — резиновый шарик; 12 — гайка шланга; 13 — шланг.



Рис. 9-7. Ерш для чистки трубок.

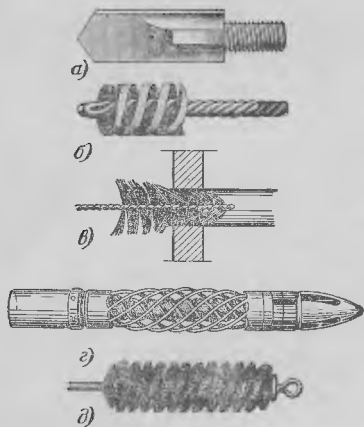


Рис 98. Чистка конденсаторных трубок шарошками.
1 — шарошка или жесткая щетка типа а—д; 2 — валик; 3 — пневматический мотор; 4 — балка; 5 — привод сжатого воздуха; 6 — отвод сжатого воздуха; 7 — подвод воды.

При плотных осадках резиновые шарики не обеспечивают очистки поверхности трубок и взамен их применяют ерши с резиновыми кольцами, имеющими более или менее острые ребра (рис. 9-7). В трубки конденсатора закладывают одновременно 100—200 ершей и

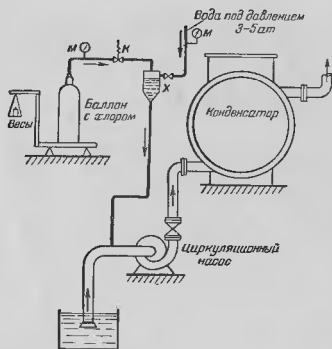


Рис 9-9 Принципиальная схема хлорирования охлаждающей воды.
М — манометр; К — редукционный клапан; Х — сосуд для смешивания хлора с водой (хлоратор).

затем последовательно прогоняют их сквозь трубки струей воды.

При очень твердых осадках для чистки трубок применяются шарошки (рис. 9-8,а) или жесткие проволочные щетки (рис. 9-8,б—д), которые прогоняют через трубки при помощи моторного привода с длинным валиком (рис. 9-8,е). Шарошка 1 насаживается на валик 2, длина которого несколько превышает длину трубки конденсатора. Моторчик 3 подвешен на тали к балке 4, так что может передвигаться в направлении оси трубки; он приводится в действие сжатым воздухом¹, подводимым по шлангу 5; отработавший воздух уходит по шлангу 6 или прямо в атмосферу. По шлангу 7 подводится вода, поступающая затем сквозь пустотелый валик 2 к шарошке и смывающая счищенные осадки. Практика применения этого способа чистки показала, что из-за перекосов валика трубки часто повреждаются с той стороны, с которой вставляется шарошка. Поэтому чистку трубок шарошками следует производить с большой осторожностью и только в случаях крайней необходимости.

Вообще говоря, каждый метод чистки конденсаторных трубок, при котором со стенок трубок снимается защитная пленка окислов, нужно считать в какой-то степени сокращающим срок службы трубок.

¹ Вместо пневматического моторчика можно пользоваться соответствующим электродвигателем, а валик 2 заменять гибким валом.

Чистка луженых трубок жесткими ершами и другими царапающими приспособлениями не допускается.

Хлорирование охлаждающей воды

Очень часто осадки в конденсаторных трубках обязаны своим происхождением наличию микроорганизмов (бактерий) в охлаждающей воде. Эти микроорганизмы оседают на поверхностях трубок и в благоприятных для них условиях повышенной температуры быстро размножаются, образуя пленку слизи, ухудшающую теплообмен между паром и охлаждающей водой. К этой пленке легко пристают также и другие примеси, содержащиеся в воде, что вызывает быстрое загрязнение конденсатора.

Когда вышеуказанное явление было изучено, появилась идея проводить уничтожение микроорганизмов в воде перед впуском ее в конденсатор, применяя для этой цели хлор.

Убивая микроорганизмы, содержащиеся в охлаждающей воде, мы предупреждаем возможность их размножения в конденсаторе, а следовательно, способствуем сохранению поверхности трубок в такой чистоте, что на ней не задерживаются и другие имеющиеся в воде примеси. Иначе говоря, хлорирование является методом предупреждения загрязнения конденсатора, а не методом его чистки, хотя в отдельных случаях (при осадках чисто растительного и животного про-

исхождения) хлорирование применяется и в качестве метода чистки уже загрязненных трубок.

Как показала практика, хлорирование дает возможность обходиться в ряде случаев без чистки конденсаторов в течение очень больших периодов времени (более 3 лет).

Введение хлора в охлаждающую воду может производиться, вообще говоря, в любое место линии охлаждающей воды, лишь бы состояние до конденсатора было достаточным для равномерного перемешивания хлора со всей массой воды. Целесообразнее всего вводить хлор во всасывающие линии циркуляционных насосов (рис. 9-9) за 5—15 м до них.

Практически приходится вводить от 1 до 3 мг хлора на 1 л воды, с тем чтобы содержание свободного хлора перед конденсатором было 0,2—0,3 мг/л.

На ряде наших станций успешно применяется хлорирование воды посредством хлорной извести, что значительно упрощает процесс и увеличивает его безопасность.

Для предупреждения загрязнений трубок конденсатора неорганическими отложениями разработан ряд способов, как-то: подкисление, фосфатирование и рекарбонизация охлаждающей воды (стр. 205). Эти и другие применяемые способы обработки охлаждающей воды более подробно описаны в книге В. И. Бункина «Эксплуатация паротурбинных установок», Госэнергоиздат, 1950, к которой и отсылаем интересующихся этим вопросом.

